

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
(повна назва інституту/факультету)

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ
(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»

УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

“ ____ ” _____ 20__ р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності (спеціалізації) 131.Прикладна механіка. Технології
машинобудування _____

(код і назва спеціальності)

на тему: Визначення динамічних характеристик технологічної обробної системи при
фрезеруванні

Виконав (-ла): студент (-ка) 2 курсу, групи МТ-81мп
(шифр групи)

Чорний Ігор Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Науковий керівник Кореньков Володимир Миколайович

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Консультант _____

(назва розділу)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2019 року

РЕФЕРАТ

Актуальність теми. Процес оброблення на токарному верстаті супроводжується вібро-акустичними коливаннями динамічної системи, що зумовлюються як характеристиками ланок пружної системи, так і динамічними властивостями процесу різання. В зв'язку із цим доцільним є визначення вібростійких зон режимів різання, при яких забезпечується задана точність оброблення та найбільша продуктивність. Крім цього в даному випадку зменшується зношування інструменту, що підвищує ефективність оброблення. Динамічну якість верстата можна оцінити за допомогою вимірювання вібраційних коливань при різання (віброприскорення, вібростійкість, вібропереміщення) з їх наступним опрацюванням для отримання спектральних кореляційних та інших функцій, що будуть служити основою для формування критеріїв призначення режимів різання.

Мета і завдання. Підвищення якості оброблення деталей на металорізальних верстатах шляхом врахування динамічних характеристик технологічної системи.

Об'єкт дослідження – технологічна оброблювана система.

Предмет дослідження – процес різання.

Наукова новизна. Розроблено математичну модель та встановлено функціональну залежність для розрахунку параметрів коливань системи при тоочінні та фрезеруванні.

Практичне значення. Розроблено лабораторний стенд та програмне забезпечення для аналізу вібрацій технологічної оброблювальної системи.

Апробація результатів магістерської. Результати роботи представлялися на «XV Международной научно-практической конференции «Наука и образование без границ – 2019» строки проведения: 07-15.12.2019»

Публікації. По темі роботи опубліковано статтю: Кореньков В., Чорний І. Сікайло М. «Визначення динамічних характеристик технологічної обробної системи» / Материалы XV Международной научно-практической конференции «Наука и образование без границ – 2019» <http://s-konf.mmi.kpi.ua/imm2019/paper/view/13770/6761>

Структура та об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку використаних джерел та додатків. Робота викладена на 85 сторінках машинописного тексту, містить 34 рисунки, 1 додаток та 31 найменувань використаних літературних джерел. Загальний об'єм роботи складає 90 сторінок.

ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано її мету та завдання, представлено нові наукові результати, наведено їх практичну значимість.

У **першому розділі** проведено аналіз існуючих методів побудови математичних моделей динамічних систем.

У **другому розділі** поставлено задачу та проведено теоретичне дослідження евристичних алгоритмів. Проведено детальний аналіз цих алгоритмів та сформовано математичну модель для вирішення поставленої проблеми.

Третій розділ присвячено практичному дослідженню сформованої математичної моделі та втіленню її у програмному забезпеченні для подальшого впровадження на виробництві.

У **четвертому розділі** описаний стартап проект розроблення систем моніторингу вібрацій на верстаті та управління процесом різання.

РЕФЕРАТ

Актуальность темы. Процесс обработки на токарном станке сопровождается вибро-акустическими колебаниями динамической системы, обусловлены как характеристиками звеньев упругой системы, так и динамическими свойствами процесса резания. В связи с этим целесообразным является определение вибростойких зон режимов резания, при которых обеспечивается заданная точность обработки и наибольшая производительность. Кроме этого в данном случае уменьшается износ инструмента, что повышает эффективность обработки. Динамическую качество станка можно оценить с помощью измерения вибрационных колебаний при резании (виброускорения, виброустойчивость, виброперемещения) с их последующей обработкой для получения спектральных корреляционных и других функций, которые будут служить основой для формирования критериев назначения режимов резания.

Цель и задачи. Повышение качества обработки деталей на металлорежущих станках путем учета динамических характеристик технологической системы.

Объект исследования. Технологическая обрабатываемая система.

Предмет исследования - процесс резки.

Научная новизна. Разработана математическая модель и установлено функциональную зависимость для расчета параметров колебаний системы при точении и фрезеровании.

Практическое значение. Разработан лабораторный стенд и программное обеспечение для анализа вибраций технологической обрабатывающей системы.

Апробация результатов магистерской. Результаты работы представлялись на «XV Международной научно-практической конференции «Наука и образование без границ - 2019» сроки проведения: 07-15.12.2019»

Публикации. По теме работы опубликовано статью: Кореньков В., Черный И. Сикайло М. «Определение динамических характеристик технологической обрабатывающей системы» / Материалы XV Международной научно-практической конференции «Наука и образование без границ - 2019» <http://s-konf.mmi.kpi.ua/imm2019/paper/view/13770/6761>

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Работа изложена на 85 страницах машинописного текста, содержит 34 рисунков, 1 приложение и 31 наименование использованных литературных источников. Общий объем работы составляет 90 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность работы, сформулированы ее цели и задачи, представлены новые научные результаты, приведены их практическую значимость.

В **первой главе** проведен анализ существующих методов построения математических моделей динамических систем.

Во **второй главе** поставлена задача и проведено теоретическое исследование эвристических алгоритмов. Проведен детальный анализ этих алгоритмов и сформирован математическую модель для решения поставленной проблемы.

Третий раздел посвящен практическому исследованию сложившейся математической модели и воплощению ее в программном обеспечении для дальнейшего внедрения на производстве.

В **четвертом разделе** описан стартап проект разработки систем мониторинга вибраций на станке и управления процессом резки.

ABSTRACT

Actuality of theme. The process of machining on a lathe is accompanied by vibro-acoustic vibrations of the dynamic system, which are conditioned by both the characteristics of the links of the elastic system and the dynamic properties of the cutting process. In this regard, it is advisable to determine the vibration-resistant areas of the cutting modes, which provide the specified machining accuracy and highest productivity. In addition, tool wear is reduced in this case, which increases the efficiency of machining. The dynamic quality of the machine can be estimated by measuring the vibrational vibrations during cutting (vibration acceleration, vibration resistance, vibration displacement) with their subsequent processing to obtain spectral correlation and other functions that will serve as the basis for forming the criteria for the purpose of cutting modes.

Purpose and tasks. Improving the quality of machining of parts on metal-cutting machines by taking into account the dynamic characteristics of the technological system.

Object of study. Technologically processed system.

The subject of the study is the cutting process.

Scientific novelty. A mathematical model was developed and a functional dependence was established to calculate the oscillation parameters of the system during turning and milling.

Practical meaning. A laboratory stand and software for vibration analysis of technological processing system have been developed.

Testing the results of the master's degree. The results of the work were presented at the "XV International Scientific and Practical Conference" Science and Education Without Borders - 2019 "due date: 07-15.12.2019"

Publications. On the topic of the published article: Korenkov V., Cherny I. Sikailo M. "Determination of dynamic characteristics of technological processing system" / Proceedings of the XV International scientific-practical conference "Science and education without borders - 2019" [http: //s-konf.mmi .kpi.ua / imm2019 / paper / view / 13770/6761](http://s-konf.mmi.kpi.ua/imm2019/paper/view/13770/6761)

Structure and scope of work. The dissertation consists of an introduction, four sections, conclusions, a list of sources used and applications. The work is spread over 85 pages of typewritten text, contains 34 drawings, 1 appendix and 31 titles of used literature sources. The total volume of work is 90 pages.

CONTENTS OF THE WORK

The introduction substantiates the relevance of the work, formulates its purpose and objectives, presents new scientific results, gives their practical significance.

The first section analyzes the existing methods for constructing mathematical models of dynamic systems.

The second section sets out the task and performs a theoretical study of heuristic algorithms. A detailed analysis of these algorithms was performed and a mathematical model was formed to solve the problem.

The third section is devoted to the practical study of the mathematical model formed and its implementation in software for further implementation in production.

The fourth section describes the startup project for developing machine vibration monitoring systems and controlling the cutting process.

Зміст

ВСТУП.....	10
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ТА ПРИКЛАДІВ ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ.....	12
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ..	21
2.1 Лінеаризація математичних моделей	21
2.2 Три форми представлення математичних моделей.....	23
2.3 Автоматичне управління процесом різання за апіорною інформацією	25
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕПС	37
3.1. Вимірювання коливань	37
3.1.1 Типи пристроїв для вимірювання коливань	37
3.1.2 Принцип роботи датчика ADXL345.....	40
3.1.3 Схема підключення датчика ADXL345	43
3.1.4 Зовнішній вигляд пристрою розробленого для проведення експерименту.....	45
3.2. Аналіз даних, отриманих з датчика коливань	46
3.2.1. Отриманні дані	46
3.2.2. Інтерполяція даних.....	48
3.2.3. Фільтрація шумів.....	51
3.3. Визначення частот власних коливань системи.....	52
3.3.1. Перетворення Фур'є та визначення спектру коливань	56
3.3.2. Визначення декременту коливань	57
3.3.3. Визначення декременту коливань	58
3.4. Вимірювання жорсткості системи.....	60
3.5. Розрахунок приведеної маси	66
3.6. Розрахунок та аналіз диференціальних рівнянь	67
РОЗДІЛ 4 СТАРТАП.....	68
4.1 Опис ідеї проекту	68
4.1.1 Аналіз вимірювальних систем	70
4.1.2 Усунення вібрацій	70
4.1.3 Аналіз систем спостереження.....	72

4.2 Технологічний аудит ідеї проекту.....	73
4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту.....	74
4.3.1 Machining Navi – by Okuma	74
4.3.2 Система VCM (Монітор контролю вібрації) - від Omative.....	75
4.3.3 Система Promos 2 Prometec.....	76
4.3.4 Система Toolinspect II MCU	77
4.3.5 Система Qass IM Optimizer 4D Toses	78
4.3.6 Система MZ84 Mozys.....	79
4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту.....	83
4.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту.....	86
4.6 Висновки розділу	88
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	89

ВСТУП

Математичне моделювання динамічного зв'язку, що формується процесом різання і обробляючої динамічної підсистеми станка зі сторони різального інструменту та заготовки що обробляється є предметом багатьох досліджень. Це пов'язано із тим, що утворений процесом різання динамічний зв'язок в основному визначає стійкість траєкторій формотворчих рухів інструменту відносно заготовки, що у свою чергу має вплив на траєкторії переміщення виконавчих елементів станка в траєкторії формоутворення.

Процес оброблення на токарному верстаті супроводжується віброакустичними коливаннями динамічної системи, що зумовлюються як характеристиками ланок пружної системи, так і динамічними властивостями процесу різання. Коливання, пов'язані з різанням, визначаються процесом стружкоутворення, тертям що виникає у наслідок контакту різця із заготовкою та іншими факторами що мають широкий спектр частот. Зміна значень параметрів режиму різання (частоти обертання заготовки, подачі різця, глибини різання) має вплив на значення вищевказаних факторів, що відповідно, викликає зміну інтенсивності віброакустичних коливань, що у свою чергу викликає зниження точності оброблення.

В зв'язку із цим доцільним є визначення вібростійких зон режимів різання, при яких забезпечується задана точність оброблення та найбільша продуктивність. Крім цього в даному випадку зменшується зношування інструменту, що підвищує ефективність оброблення.

Динамічну якість верстата можна оцінити за допомогою вимірювання вібраційних коливань при різання (віброприскорення, вібростійкість, вібропереміщення) з їх наступним опрацюванням для

отримання спектральних кореляційних та інших функцій, що будуть служити основою для формування критеріїв призначення режимів різання.

Також слід зазначити що на даному етапі у машинобудуванні забезпечується досить високий рівень підбору оптимальних параметрів процесу різання, але в той же час досягнення у цілеспрямованому регулюванні динамічних характеристик ТОС є надто малим, хоча резерви дозволяють розвивати цей напрямок.

Аналізуючи дані багатьох досліджень та виходячи із практики машинобудівних виробництв, можна зробити висновок що саме похибки оброблення, які виникають у наслідок пружних деформацій технологічної системи, є основною складовою загальної похибки при обробленні. Особливу шкоду чинять змінні у часі деформації, які у більшості випадків не можливо компенсувати простим розмірним врахуванням у технологічному ланцюзі.

Тому досить важливим є питання розробки концепції компенсуючих пристроїв, чи інтеграція їх у обробляючий інструмент, що дасть змогу у реальному часі під час протікання процесу керувати динамічними параметрами ТОС.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ТА ПРИКЛАДІВ ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ

Побудова математичної моделі динамічних систем дає можливість впливати на процес оброблення виходячи із зміни показників, що у свою чергу дозволяє забезпечити стабільність процесу різання, високу якість поверхні та точність величині зрізаного шару.

З даним завдання свого часу зустрівся О.В. Лисенко та запропонував принцип корекції динамічних характеристик технологічної оброблюваної системи при точінні за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, вбудованих в інструмент [1, стор.11-17]. Це дозволило отримати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі. Введений О.В. Лисенко елемент виконує ще й корекцію геометричних параметрів формоутворення, яка призначена для компенсації похибки від пружних деформацій ТОС, що виникають під час обробки. Також у даній роботі була розроблена математична модель системи (рис 1.1) зі спеціальним інструментальним пристроєм (з вбудованим елементом), що дозволяє проводити імітаційні дослідження з метою встановлення найбільш раціональних конструктивних і динамічних параметрів запропонованих інструментальних пристроїв при їх проектуванні та оцінці ефективності. [1, стор.135].

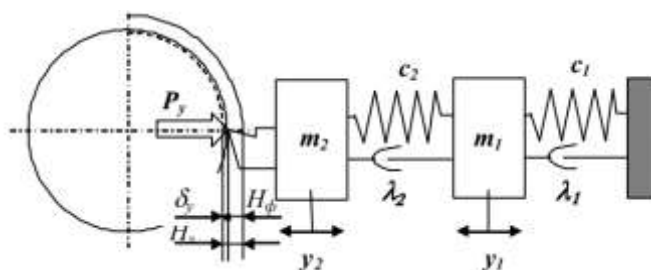


Рис.1.1. - Динамічна модель двомасової системи з процесом різання
запропонована О.В. Лисенко

Також вивченням даного питання займалися Д.М. Фадин, А.В. Шуваев. У їхній роботі було проведено аналіз причин виникнення автоколивань ріжучого інструменту, таких як не лінійність характеристик сил різання, змінна залежність коефіцієнту тертя від відносної швидкості між стружкою та інструментом та деталлю та регенерація коливань при переміщенні за слідом оброблення. У роботі було проведено вирішення лінійної системи рівнянь руху різця за допомогою MatLab та нелінійної системи (рис 1.2), яка дає змогу моделювати вібрації для технологічних систем із різними характеристиками жорсткості та при різних режимах різання для нікелевих сплавів. [2, стор.58-63]. Систему було представлено у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{x} = y, \\ \dot{z} = g, \\ \dot{y} = \frac{1}{M_x} \left[K_x b [S_0 + x(t) - \right. \\ \left. - x \left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R} \right) \right) \right] + \\ \left. + c_x z (1 - (a_1 e^{a_2 V}) z^2) - k_x x \right], \\ \dot{g} = \frac{1}{M_z} \left[K_z b [S_0 + x(t) - \right. \\ \left. - x \left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R} \right) \right) \right] + \\ \left. + c_z g (1 - ((a_1 e^{a_2 V})) g^2) - k_z z \right]. \end{cases}$$

У відомих публікаціях [3-5], що присвячені даній проблемі, були побудовані математичні моделі на основі спрощених функціональних залежностей і не враховували усі потрібні обмеження, в результаті чого отримані моделі не завжди відповідали вимогам точності та адекватності. Це викликало необхідність уточнення отриманих рішень і оптимізації даних моделей.

Визначення оптимальних режимів різання відноситься до числа важливих технічно-економічних задач сучасного машинобудування, так як від правильності вибору режимів залежать продуктивність, собівартість, точність оброблення, розхід інструменту, якість поверхневого шару та експлуатаційні властивості деталей. Значення даної задачі значно виростає в зв'язку із широкою автоматизацією машинобудівного виробництва, використання станків із числовим програмним керуванням та автоматичних ліній. Тому роботу у публікаціях [3-5] було продовжено у публікації [6], Каїрова А.С., Латанскої Л.А., у якій було авторами було розроблено оптимізаційну модель, що описує процес різання конструкційних матеріалів при точінні, а також було створено алгоритм розрахунку даної моделі.

Також проблема моделювання динамічного зв'язку у процесі оброблення була розглянута в публікації [7 ст.302], В.Л. Заковоротним. У своїй роботі він дійшов висновку, що параметри динамічної характеристики процесу різання не є інваріантними до геометричних параметрів різального інструменту та пружним властивостям підсистеми інструмента. Варіювання геометрії різального інструменту викликає зміну матриці жорсткості системи різання. Тобто, на основі зміни геометрії різального інструменту можна значно впливати на зміщення точки рівноваги системи різання, що у свою чергу визначає пружні деформації зміщення інструмента відносно заготовки, тобто геометрію поверхні що формується у наслідок різання. При цьому варіації геометричних параметрів різального інструменту змінюють умови самозбудження динамічної системи різання. Крім цього, автор продемонстрував що використанні традиційного коефіцієнта різання не дозволяє відкрити складні перетворення силових встановлених реакцій зі сторони процесу різання на деформаційні властивості системи [7 ст.310].

У роботі [8] автором якої є А.А. Ігнат'єв було проведено моделювання динамічних системи токарного станка та оцінка її запасу стійкості при зміні режимів різання. Автором була змодельована динамічна підсистема верстату, де він був представлений у вигляді структурної схеми (рис.1.2), а також були проведені експериментальні дослідження у якому було досліджено коливання, що відповідало певним режимам різання із заданою якістю поверхні що оброблялась. Таким чином автором було доведено доцільність використання запасу стійкості динамічної системи, отриманого в результаті вимірювання коливань, для вибору режимів токарного оброблення з більшою ефективністю.

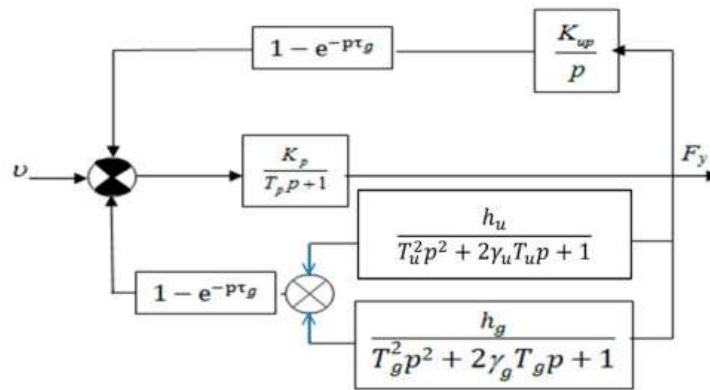


Рис1.2 – Структурна схема динамічної системи токарного верстату

Також проблему математичного моделювання та якісного аналізу математичних моделей динамічних систем було розглянуто у дисертації [15] Мереньковим Ю.М. У роботі було розглянуто математичне моделювання динамічних систем. Під динамічними системами розуміються будь-які об'єкти і явища, еволюція яких відбувається під дією силових полів будь-якої природи і для яких визначено поняття стану, як сукупності деяких величин в даний момент часу. Робота присвячена розвитку якісних і наближених аналітичних методів дослідження математичних моделей динамічних систем для використання на попередніх і наступних етапах математичного моделювання, а також розробці та реалізації алгоритмів у вигляді проблемно-орієнтованого

комплексу підпрограм для проведення обчислювального експерименту при моделюванні руху рейкового локомотива за певним маршрутом на базі нечітко управління. Нечітке управління з порівняння з чітким управлінням 1) скорочує час розробки, 2) є більш робото здатним, 3) веде до більш високого ступеня автоматизації для складних, погано структурованих процесів.

У дисертації математичне моделювання динамічних систем здійснюється за допомогою диференціальних рівнянь різних класів. Введена і вивчена диференціальна математична модель, яка називається ключовою моделлю (моделлю ансамблів), окремими випадками якої є наступні досліджувані диференціальні моделі: 1) диференціальні моделі, описувані автономними і неавтономними звичайними диференціальними рівняннями (звані моделями класу ОДУ) 2) диференціальні моделі, описувані автономними і неавтономними функціонально-диференціальними рівняннями (звані моделями класу ФДМ) 3) диференціальні моделі, описувані диференціальними рівняннями з приватними похідними (звані моделями класу ЧДУ) 4) диференціальні моделі, описувані диференціальними включеннями, або диференціальними рівняннями 5) диференціальні моделі, описувані автономними і неавтономними нечіткими диференціальними рівняннями (звані моделями класу НДУ). Перераховані диференціальні моделі динамічних систем використовуються при вивченні різноманітних проблем фізики, механіки, хімії, біології, економіки, техніки.

У роботі [20] автором було розглянуто вимушені коливання системи верстат-заготовка-інструмент, що викликаються дією зовнішніх сил, і автоколивання системи, поява яких пов'язана з періодичним зміцненням зрізаного шару металу із міною умов тертя або динаміки процесу різання. Вимушені коливання системи ВПД обумовлюються

геометричними похибками окремих механізмів верстата. Автоколивання виникають внаслідок розбалансованості внутрішньо системних чинників – зміни величини сил різання і тертя на робочих поверхнях інструмента, а також площі поперечного перерізу зрізаного шару металу; утворення і зриви наростів; пружні деформації заготовки і інструмента тощо. Очевидно, що вібрація леза різального інструмента щодо оброблюваної поверхні є додатковим джерелом збільшення шорсткості обробленої поверхні. Причому висота шорсткості поверхні буде тим значнішою, чим більша подвоєна амплітуда коливання леза інструмента відносно оброблюваної поверхні.

Фізичний механізм виникнення та розвитку автоколивань діє у такій послідовності. Будь-яке випадкове збурення, яких багато в реальній системі (врізання інструмента, нерівномірність припуску, неоднорідність оброблюваного матеріалу, слід від попереднього переходу, уривчастість оброблення, радіальне биття заготовки або інструмента тощо), призводить до виникнення власних затухаючих коливань технологічної системи. Ці коливання завжди супроводжуються зміною кута зсуву ψ і сили різання F (особливо важливим є вплив поперечної сили різання F_Y на формування мікро-нерівностей профілю), оскільки зона різання є замикаючою ланкою пружної технологічної системи. І якщо зміна сили різання відстає в часі (зміщується по фазі) відносно зміни товщини зрізу або якщо зі збільшенням швидкості відбувається зменшення радіальної складової сили різання (падаюча характеристика сили різання від швидкості), то власні затухаючі коливання можуть перейти в незгасаючі автоколивання, де енергію, необхідну для підтримання коливань, створює змінна сила різання. Ці два чинники – відставання зміни сили різання від зміни товщини зрізу (чи фазова характеристика сили різання) і характеристика сили різання (чи тертя), що зменшується при зростанні швидкості різання – і є основними первинними джерелами збудження автоколивань

інструмента. Таким чином, механізм виникнення стохастичних автоколивань, можна проілюструвати на прикладі аналізу реологічної імітаційної картини різання, реалізованої за допомогою програмного продукту DEFORM-2D розробленим у даній роботі. При дослідженні автоколивань використовується модель технологічної системи у якій заготовку розглядають як абсолютно тверде тіло, що має рівномірний обертальний рух. Увесь коливальний процес пов'язаний тільки з переміщенням різця. Масу системи, що коливається, розглядають зосередженою на вершині різця. Пружні зв'язки схематично представлені у вигляді пружин, на яких підвішена маса. Пружини спрямовані по головних осях і жорсткості системи. У процесі різання інструмент, виведений якою-небудь причиною зі стану рівноваги, починає коливатися в трьох напрямках. Його вершина переміщається відносно заготовки по замкнутій траєкторії, близькій до еліпса. Динамічна нестабільність технологічної системи при роботі на інтенсивних режимах різання обумовлена, головним чином, вторинним збудженням (регенерацією) автоколивань під впливом вібраційного сліду на поверхні різання. Очевидно, що для досягнення максимальної ефективності керування вторинними автоколиваннями треба впливати безпосередньо на сам механізм їх регенерації, що вимагає ясного розуміння його природи і закономірностей. В ході регенерації автоколивань їхня фаза відносно коливань сліду встановлюється незалежно від початкових умов, що свідчить про самоорганізацію системи ВПД [21].

Руйнування цієї самоорганізації примусовою зміною фази автоколивань, наприклад, за допомогою періодичної плавної зміни (модуляції) швидкості різання, відкриває нову можливість керування динамічною стабільністю технологічної системи ВПД. Вплив кожної групи вібрацій на формування мікрогеометрії оброблюваної поверхні не є однаковим. Так, деякі вчені вважають, що автоколивання, які виникають

внаслідок регенерації поверхні, мають найбільший вплив на параметри мікро-нерівності профілю порівняно з іншими видами коливань. При обробленні з низькими швидкостями з'являються низькочастотні автоколивання. Частота таких вібрацій близька до частоти власних коливань технологічної системи ВПД. При обробленні з високими швидкостями, частота виникаючих вібрацій наближається до частоти хвильових процесів у зоні різання. Регенеративні вібрації, як вид автоколивань, існують постійно і не затухають через змінну силу різання [20]. Осцилювати силу різання примушують змінні параметри, такі як глибина різання, кут зсуву, а також періодична поява наросту на різальній кромці, причому частота утворення і сколювання наросту дорівнює частоті коливання сили різання.

Згодом у роботі [21] автором було представлено САУ на основі її математичної моделі, яка подає систему з достатнім ступенем точності як у статиці, так і в динаміці. Наявність математичної моделі, взагалі кажучи, визначає наше знання про розглядуване явище. Математична модель складається у вигляді системи рівнянь, звичайно диференціальних, що зв'язують вхідні і вихідні величини досліджуваної системи або об'єкта, що управляється.

Існує два основних підходи до складання математичних моделей. Перший базується на поданні опису системи, виходячи з фізичних законів, що відображають її поведінку. Такий підхід дозволяє отримати модель, найбільш адекватну на можливо широкому діапазоні модифікації вхідних в неї змінних. Другий підхід базується на дослідженні явища як «чорного ящика», коли на основі кореляційного аналізу і теорії планування експерименту будують модель, як правило, в заздалегідь вибраній формі. Тут потрібна велика обережність, щоб при обмеженій кількості статистичних даних вивести загальну закономірність. До відомого ступеня

проілюструвати це положення можна словами, що навів П. Л. Капиця в своїй книзі «Експеримент, теорія, практика»: «Існує три види брехні: брехня, зухвала брехня і статистика». Однак цим підходом, не зважаючи на його недоліки, але пам'ятаючи про них, користуються в тих випадках, коли досліджують процеси або явища, що не мають поки ще достатнього фізичного пояснення. [21]

Якщо всі рівняння математичної моделі лінійні, то всі основні характеристики досліджуваної САУ можуть бути отримані в аналітичній формі. Однак на практиці математичні моделі багатьох систем і об'єктів нелінійні, як правило, вони не мають аналітичних розв'язків і можуть бути досліджені спеціальними, наприклад, числовими методами. Тому при складанні математичної моделі бажано отримати рівняння системи в лінійному вигляді, а якщо це не вдається, їх лінеаризують. В роботі будь-якої системи можна виділити два режими: перехідний і такий, що установився. В режимі, що установився, система знаходиться у рівновазі, тобто всі похідні від координат, що установилися, дорівнюють нулю. Такий режим роботи називається сталим, але в системі може установитися і несталий режим, тому для визначення цього режиму роботи використовують термін “що встановився”. [21] Під лінеаризацією розуміють заміну точного нелінійного рівняння близьким лінійним. Основний метод лінеаризації базується на поданні системи у малих відхиленнях від їх значень, що установилися.

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ

2.1 Лінеаризація математичних моделей

Аналіз будь-якої САУ можна провести тільки на основі її математичної моделі, яка подає систему з достатнім ступенем точності як у статиці, так і в динаміці. Наявність математичної моделі, взагалі кажучи, визначає наше знання про розглядуване явище. Математична модель складається у вигляді системи рівнянь, звичайно диференціальних, що зв'язують вхідні і вихідні величини досліджуваної системи або об'єкта, що управляється. Існує два основних підходи до складання математичних моделей. Перший базується на поданні опису системи, виходячи з фізичних законів, що відображають її поведінку. Такий підхід дозволяє отримати модель, найбільш адекватну на можливо широкому діапазоні модифікації вхідних в неї змінних. Другий підхід базується на дослідженні явища як «чорного ящика», коли на основі кореляційного аналізу і теорії планування експерименту будують модель, як правило, в заздалегідь вибраній формі. Тут потрібна велика обережність, щоб при обмеженій кількості статистичних даних вивести загальну закономірність. До відомого ступеня проілюструвати це положення можна словами, що навів П. Л. Капиця в своїй книзі «Експеримент, теорія, практика»: «Існує три види брехні: брехня, зухвала брехня і статистика». Однак цим підходом, не зважаючи на його недоліки, але пам'ятаючи про них, користуються в тих випадках, коли досліджують процеси або явища, що не мають поки ще достатнього фізичного пояснення [21].

Якщо всі рівняння математичної моделі лінійні, то всі основні характеристики досліджуваної САУ можуть бути отримані в аналітичній формі. Однак на практиці математичні моделі багатьох систем і об'єктів нелінійні, як правило, вони не мають аналітичних розв'язків і можуть бути

досліджені спеціальними, наприклад, числовими методами. Тому при складанні математичної моделі бажано отримати рівняння системи в лінійному вигляді, а якщо це не вдається, їх лінеаризують. В роботі будь-якої системи можна виділити два режими: перехідний і такий, що установився. В режимі, що установився, система знаходиться у рівновазі, тобто всі похідні від координат, що установилися, дорівнюють нулю. Такий режим роботи називається сталим, але в системі може установитися і несталий режим, тому для визначення цього режиму роботи використовують термін “що встановився”. Під лінеаризацією розуміють заміну точного нелінійного рівняння близьким лінійним. Основний метод лінеаризації базується на поданні системи у малих відхиленнях від їх значень, що установилися [21].

Нехай існує система, рух якої описується нелінійним рівнянням:

$$F(x_1, x_2, x'_2, y, y', y'') = 0,$$

де x_1, x_2 - вхідні величини, y - вихідна величина, x'_2, y', y'' - похідні за часом від відповідних вхідних і вихідних величин.

Лінеаризоване рівняння руху вихідної системи має вигляд:

$$\delta F \approx \left(\frac{\partial F}{\partial x_1} \right)_0 \delta x_1 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2} \right)_0 \delta x_2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x'_2} \right)_0 \delta x'_2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y} \right)_0 \delta y + \left(\frac{\partial F}{\partial y'} \right)_0 \delta y' + \left(\frac{\partial F}{\partial y''} \right)_0 \delta y'' = 0$$

Отримане диференційне рівняння так само, як і вихідне, описує рух досліджуваної системи, однак воно є приблизним (бо були відкинуті члени вищого порядку малості) і воно записане не відносно самих змінних, а відносно їх відхилень від значень, що встановилися. Оскільки $(\partial F / \partial x_1)_0, (\partial F / \partial x_2)_0$ - значення частинних похідних при всіх змінних, що відповідають точці лінеаризації (тобто це – коефіцієнти) то рівняння лінійним. Таким чином отримано лінійне рівняння у відхиленнях або варіаціях змінних.

2.2 Три форми представлення математичних моделей

Розглянуті методи представлення математичних моделей у вигляді диференціальних рівнянь і передаточних функцій не є єдино можливими. Найбільш універсальним методом є подання систем за допомогою змінних стану. Метод математичного опису за допомогою змінних стану базується на понятті стан системи, що описується фізичними величинами $x_1(t)$, $x_2(t)$, ..., $x_n(t)$, які характеризують поведінку системи в майбутньому за умови визначеності її стану і впливів, що прикладаються, у поточний момент часу [21]. Пояснимо поняття змінних стану на прикладі динамічної системи, схему якої наведено на рис.2.1.

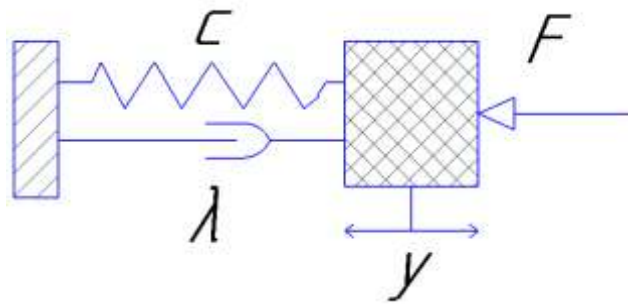


Рис.2.1. Вихідна система

Система складається з маси m , зв'язаної з основою зв'язком із жорсткістю c і в'язким тертям λ . Рух такої системи описується диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \lambda \frac{dy}{dt} + cy = F.$$

Наступні величини введемо як змінні:

$$x_1 = y; \quad x_2 = \frac{dy}{dt} = \frac{dx_1}{dt}.$$

Вихідне рівняння руху системи враховуючи змінні стану запишемо в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = x_2, \\ \frac{dx_2}{dt} = \frac{1}{m}F - \frac{\lambda}{m}x_2 - \frac{c}{m}x_1 \end{cases}$$

Таким чином, за допомогою змінних стану рух системи вдалося описати двома диференціальними рівняннями 1-го порядку. У загальному випадку будь-яка система може бути представлена у вигляді схеми за рис. 2.2, де змінні стану є немов би внутрішніми величинами системи. Для такої системи маємо [21 стр.17]:

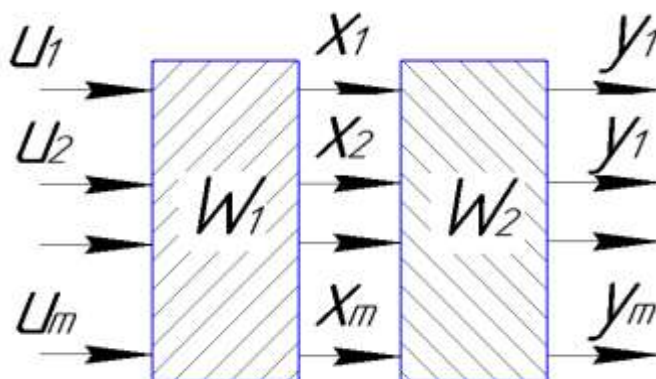


Рис.2.2. Загальна схема системи

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n + b_{11}u_1 + b_{12}u_2 + \dots + b_{1m}u_m, \\ \dot{x}_2 = a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n + b_{21}u_1 + b_{22}u_2 + \dots + b_{2m}u_m, \\ \vdots \\ \dot{x}_n = a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + \dots + a_{nn}x_n + b_{n1}u_1 + b_{n2}u_2 + \dots + b_{nm}u_m. \end{cases}$$

Така система рівнянь може бути представлена у матричній формі:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \cdots & b_{1m} \\ b_{21} & b_{22} & \cdots & b_{2m} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ b_{n1} & b_{n2} & \cdots & b_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \cdots \\ u_m \end{bmatrix}$$

Матриця, що містить всі змінні стану у правій частині рівняння називається вектором стану x . Якщо позначити вектор вхідного сигналу через u , то систему можна записати в компактній формі[21]:

$$x' = A_x + B_y$$

Однак, щоб описати всю систему, необхідно додати рівняння, які визначають зв'язок між змінними стану та вихідними величинами [21]:

$$\begin{cases} y_1 = c_{11}x_1 + c_{12}x_2 + \cdots + c_{1n}x_n, \\ y_2 = c_{21}x_1 + c_{22}x_2 + \cdots + c_{2n}x_n, \\ \dots\dots\dots \\ y_p = c_{p1}x_1 + c_{p2}x_2 + \cdots + c_{pn}x_n. \end{cases}$$

Або в компактній формі:

$$y = C_x$$

Матриця \mathbf{y} називається вихідним вектором, а матриця \mathbf{C} – вихідною матрицею. Якщо вектор стану \mathbf{x} має розмірність n , а система має m входів і p виходів, то матриці і вектори, наведені вище матриці мають такі розмірності відповідно [21]:

$$\mathbf{A} \rightarrow n.n; \mathbf{B} \rightarrow n.m; \mathbf{C} \rightarrow p.n; \mathbf{x} \rightarrow n.l; \mathbf{u} \rightarrow m.l; \mathbf{y} \rightarrow p.l$$

Відзначимо, що рівняння стану, які визначаються через формули, які подаються як диференціальні 1-го порядку. Тому, якщо можливо зобразити систему у вигляді сполучення типових елементів 1-го порядку, то можна безпосередньо з такої структурної схеми отримати уявлення стану просто вважаючи змінними стану вихідні величини цих елементів. Ця властивість є дуже корисною при розв'язанні конкретних задач[21].

2.3 Автоматичне управління процесом різання за апіорною інформацією

Не дивлячись на велику різноманітність методів управління, всі вони можуть бути розділені за важливою ознакою – за часом надходження інформації, на підставі якої виробляється вплив, що управляє. Такий підхід дозволяє виділити три основні методи управління: за *априорною*, *поточною* або *апостеріорною* інформацією. Будь-який процес різання виконується в умовах дії збурень, які розділяються по характеру дії на детерміновані і випадкові, причому питома вага тієї або іншої складової може варіюватися в значному діапазоні. Завжди дуже важливо наперед визначити вплив кожної складової і залежно від цього ухвалити вірне рішення відносно найбільш ефективного методу управління [21]. Таким чином, математична модель процесу різання, яка завжди представляє його з певною мірою адекватності, повинна обов'язково враховуватися при проектуванні САУ.

По таких причинах для прийняття вірного рішення доцільно використовувати потужний інструмент дослідження систем, управління якими пов'язано з ухваленням рішень в умовах невизначеності – імітаційне моделювання. Тут під імітаційним моделюванням розумітимемо процес конструювання моделі реальної системи з метою визначення методу управління і уточнення функціонування САУ, яка його реалізує. Хід подальших теоретичних міркувань зручно пояснити на вирішенні надзвичайно важливої в машинобудуванні задачі – забезпечення необхідної точності виготовлення деталей і визначення шляхів її підвищення. Як відомо, похибка обробки завжди може бути розділена на дві складові – систематичну і випадкову, які реально залежать від багатьох факторів. Проте, оскільки метою досліджень є встановлення впливу методу управління на точність обробки, досить використовувати для імітаційного моделювання модель, яка враховує всього дві компоненти похибки, що мають принципово різний характер, - одну

систематичну, іншу випадкову. Слід чекати, що вплив на всі інші компоненти, що складають похибку обробки буде аналогічним [21].

Як керований об'єкт вибраний процес подовжнього точіння, який може бути представлений спрощеною функціональною схемою, що відображає, проте, найважливішу властивість технологічної обробляючої системи (ТОС) – її замкнутість. Згідно принципу корекції формоутворювальної траєкторії досить розглянути управління по одній координаті – заданій глибині H_z різання. Тут W_{enc} – передатна функція еквівалентної пружної системи, W_{np} – передатна функція процесу різання.

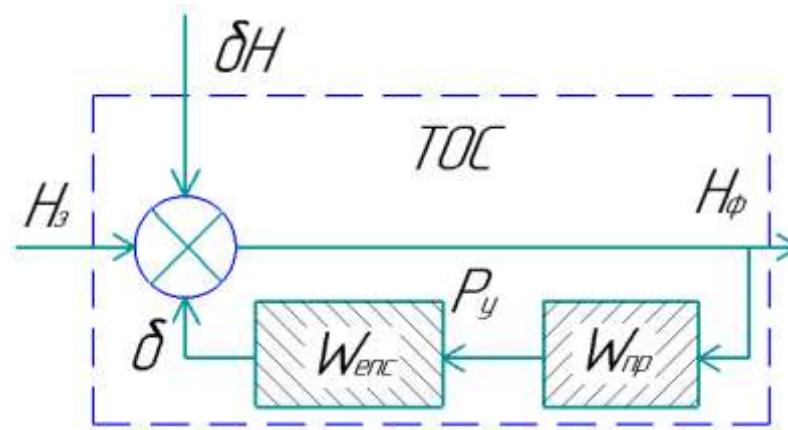


Рис.2.3. Функціональна схема процесу точіння

Точність обробки визначається фактичною глибиною H_ϕ різання, що входить до математичної моделі процесу, яка, в найбільш спрощеному виді, може бути складена за її функціональною схемою (рис. 2.3):

$$\begin{cases} H_\phi = H_z + \delta h - \delta \\ P_z = C_{Pz} H_\phi^{xp} S^{yp} V^{np} \\ P_{xy} = 0,65 P_z \\ P_y = \frac{P_{xy}}{\sqrt{(1 + tg^2 \varphi)}} \\ \delta = P_y / C_y \end{cases}$$

Де δH – випадкове відхилення розміру заготовки від номіналу, δ – пружна деформація еквівалентної пружної системи, P_z , P_{xy} , P_y - тангенціальна, горизонтальна і радіальна складові сили різання відповідно, S –

повздожня подача, V – швидкість різання, C_{pz} , x_p , y_p , p_p – емпіричні коефіцієнт і показники ступеня, φ – головний кут у плані різця, C_y – жорсткість ЕПС. Випадкова складова визначається зміною δH діаметру заготовки, яке зазвичай підкоряється нормальному закону розподілу Гауса. Параметри закону розподілу лежить як від діаметру заготівки, так і від квалітету точності. Враховуючи, що допуск на заготівку при зовнішньому точінні призначається на збільшення діаметру, математичне очікування M_i дисперсія σ^2 розраховуються за формулами (у мм) [21].:

$$M = 0,0005 a \left(0,45 \sqrt[3]{D_i} + 0,001 D_i \right), \quad \sigma^2 = M / 3$$

де a - безрозмірний коефіцієнт, встановлений для заданого квалітету, D_i – середнє геометричне відхилення максимальних значень інтервалу номінальних величин розмірів.

Управління за апіорною інформацією здійснюється на базі *передбачуваної* математичної моделі системи. Апіорна інформація про процес обробки міститься в передатних функціях W_{np} і W_{enc} , які були заздалегідь детерміновані (2.1). Ці передатні функції повністю визначаються геометричними параметрами оброблювальної поверхні, умовами різання, геометрією інструменту, жорсткістю ЕПС, а також іншими, заздалегідь відомими параметрами. Що стосується випадкової складової процесу, яка визначатиме загальну стохастичність результатів, то заздалегідь можуть бути визначені тільки її параметри (2.2) за умови нормального закону розподілу. Суть управління за апіорною інформацією пояснюється схемою рис. 2.2. і полягає в тому, що, на основі вивчення процесу формоутворення, що проходить в замкнутій технологічній системі, визначають передбачувану модифікацію передавальних функцій W_{np} і W_{enc} і розраховують задану глибину H_z різання як функцію подовжньої координати так, щоб при різанні забезпечувався збіг фактичної H_ϕ глибини різання з теоретично заданою

глибиною H_3 різання. Із структурної схеми (рис. 2.3), без урахування випадкової складової, маємо [21]:

$$H_{\phi} = H_{з1} \frac{1}{1 + W_{np} W_{зус}}$$

Управління здійснюється введенням в канал регулювання коригуючого елементу з передатною функцією W_k :

$$H_{з1} = H_3 W_k$$

Після підстановки (2.4) в (2.3), отримуємо:

$$H_{\phi} = H_3 \frac{W_k}{1 + W_{np} W_{зус}}$$

За методом, в результаті корекції необхідно забезпечити $H_{\phi} = H_3$. З формули (2.5) ясно, що для виконання рівності необхідно прийняти:

$$W_k = 1 + W_{np} W_{зус}$$

Саме така передатна функція відповідає з'єднанню елементів, яке показано на рис. 2.4.

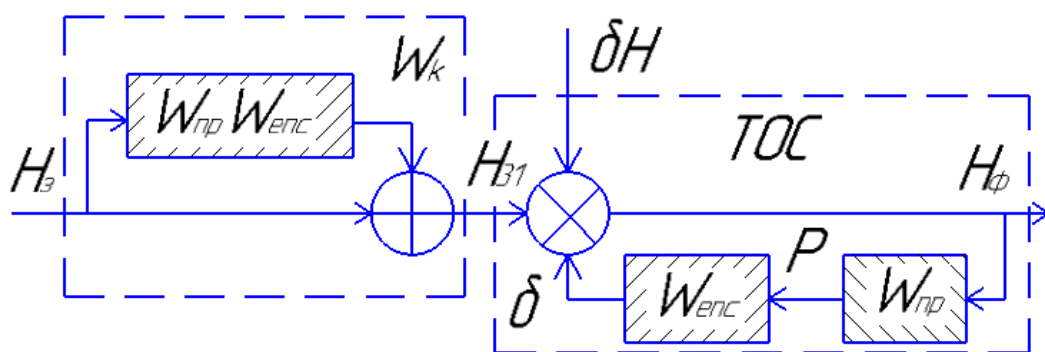


Рис.2.4. Схема управління за апіорною інформацією

Елемент, що коректує, має бути реалізований при підготовці програми управління заданим переміщенням різця по відповідній координаті. Таким чином, такий метод управління імперативно передбачає

використання верстата з ЧПУ. Система управління є розімкненою і тому її ефективність повністю залежить від точності апріорної інформації. Для проектування програми управління передатна функція W_{np} може бути замінена коефіцієнтом лінеаризованої залежності сили різання, точніше, її складової P_y , від глибини різання [21]:

$$k_H = \left(\frac{\partial P_z}{\partial H_\phi} \right)_0$$

Остаточно, з урахуванням математичної моделі (2.1) передатна функція W_{np} процесу різання може бути розрахована за формулою:

$$W_{np} = k \frac{0,65k_H}{\sqrt{(1 + tg^2 \varphi)}}$$

Де k – коефіцієнт корекції апріорної моделі, введений для компенсації відхилень від адекватності і похибок, які обов'язково виникають при застосуванні лінеаризації. Отже, для реалізації методу управління точністю подовжнього точіння за апріорною інформацією розраховується закон управління заданою глибиною різання[21]:

$$H_{31} = H_3 \left(1 + \frac{k0,65k_H}{c_y \sqrt{(1 + tg^2 \varphi)}} \right)$$

Таким чином, навіть при такому, спрощеному, представленні завдання, для успішної реалізації методу управління необхідно провести імітаційне моделювання з метою визначення коефіцієнта k корекції. У реальних умовах, коли математична модель процесу складніша і містить включення емпіричних даних, без процедури імітаційного моделювання ефективність методу гарантуватися не може. Забезпечення сталого руху заготовки та інструменту при процесі різання за теоретично розрахованою траєкторією робить можливим отримання якісної поверхні деталі. Однак,

суттєвий вплив на процес геометричного формоутворення поверхонь при процесі різання мають явища які виникають на практиці під час оброблення. Так, наприклад, відбувається підвищення шорсткості і зниження точності оброблення, знижується якість обробленої поверхні, зменшується продуктивність оброблення а також інші негативні фактори, які з'являються під впливом вібрацій що виникають у процесі різання у технологічній оброблюваній системі (ТОС) [21].

У наслідок зміни сили різання у ТОС виникають незатухаючі автоколивання, які у свою чергу мають найбільший вплив на сталість процесу різання. Дані коливання виникають за рахунок енергії яка виникає у наслідок роботи ТОС та розподіляється по ній. Також мають вплив такі фактори як зміни сил тертя, процес наростування, демпфірування, виникнення стружки надлому тощо.

Тому математичне обґрунтування явищ що протікають при обробленні доцільно проводити із представленням ТОС як динамічної системи із зворотними зв'язками. Для цілеспрямованого впливу на динаміку процесу формоутворення потрібно забезпечити сталість процесу різання та необхідні динамічні характеристики. Для цього потрібно дослідити вплив параметрів динамічної системи на стабільність оброблення що можна зробити лише при наявності адекватної математичної моделі процесу замкненої пружної ТОС. Тому у математичній моделі потрібно відтворити найбільш впливові зворотні зв'язки процесу оброблення, а також дана модель обов'язково повинна будуватись із урахуванням замкнутості ТОС. У якості вихідних величин даного процесу нас цікавлять P_x , P_y та P_z складові сили різання, для корегування яких на вході ми можемо керувати параметрами процесу різання: глибиною (H), подачею (S) і швидкістю різання (V). Для такої

системи процес різання може бути представлений функціональною схемою на рис.2.5.

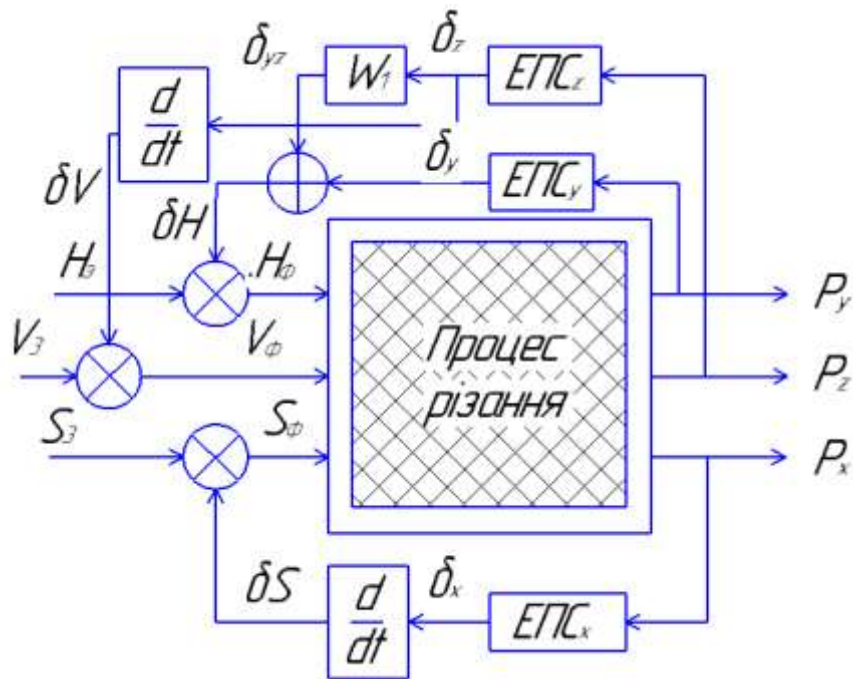


Рис.2.5. Функціональна схема процесу різання [17 стр.235]

У даній схемі еквівалентну пружну систему представлено трьома складовими що відповідають її реакції на складові сили різання розкладенні по осям координат. Тому реакцію ЕПС що являє собою пружну деформацію представляємо за осями координат складовими δ_x , δ_y та δ_z .

У такому випадку для визначення впливу на фактичну подачу потрібно дослідити швидкість зміни складової δ_x деформації ЕПС_x:

$$S_{\phi} = S_3 - \frac{d\delta_x}{dt}$$

Аналогічно ми можемо визначити вплив на фактичну швидкість різання, що залежить від швидкості зміни деформації складової δ_z ЕПС:

$$V_{\phi} = V_3 - \frac{d\delta_z}{dt}$$

Оскільки на фактичну глибину різання безпосередньо впливає деформація ЕПС_y і вплив деформації ЕПС_z може визначатись за схемою наведеною на рис.2.6.

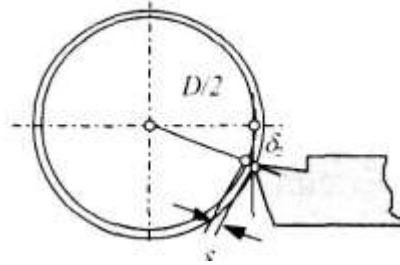


Рис.2.6. Схема впливу деформації δ_z на H_ϕ

У такому випадку після математичних спрощень отримуємо наступну залежність:

$$\delta_{yz} = \sqrt{R^2 + \delta_z^2} - R$$

Отже, залежність фактичної глибини різання від деформації всієї ЕПС буде визначатись за формулою:

$$H_\phi = H_i - (\delta_y + \sqrt{R^2 + \delta_z^2} - R)$$

Ми можемо представити процес різання за допомогою вже відомої залежності із теорії різання:

$$P_z = C_{pz} H_\phi^{x_{pz}} S^{y_{pz}} V^n k$$

у якій x_{pz} , y_{pz} , n – показники ступеня, C_{pz} , k – емпіричні коефіцієнти.

Для розрахунку складових P_x та P_y сили різання виходячи із геометричного розташування складових сили різання використаємо раніше відоме співвідношення[17]:

$$P_{xy} = 0.6 P_z$$

Та отримаємо наступні залежності:

$$P_y = \sqrt{\frac{P_{xy}^2}{1 + tg^2(\varphi + \eta)}}$$

$$P_x = P_y \cdot tg(\varphi + \eta)$$

де η - кут сходу стружки, φ - головний кут в плані різця.

У такому випадку ми можемо представити ЕПС у вигляді одно масової системи із трьома ступенями рухомості що відповідають координатним осям системи XYZ (рис.2.7).

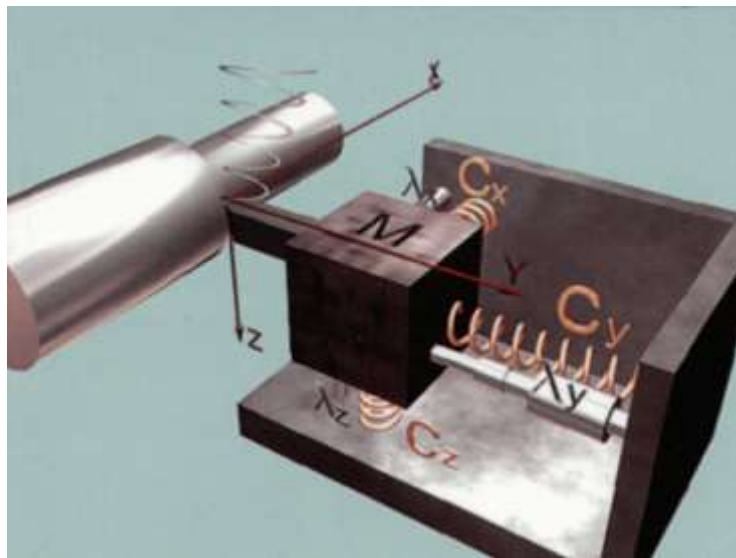


Рис.2.7. Розрахункова динамічна модель [17 стр.236]

У даному випадку ми можемо описати рух системи за трьома координатами використовуючи три диференціальні рівняння другого порядку[17]:

$$\begin{cases} \frac{d^2\delta_x}{dt^2}m + \lambda_x \frac{d\delta_x}{dt} + c_x\delta_x = P_x \\ \frac{d^2\delta_y}{dt^2}m + \lambda_y \frac{d\delta_y}{dt} + c_y\delta_y = P_y \\ \frac{d^2\delta_z}{dt^2}m + \lambda_z \frac{d\delta_z}{dt} + c_z\delta_z = P_z \end{cases}$$

Для вирішення даної системи рівнянь можемо застосувати методи Рунге – Кутта, це великий клас чисельних методів розв'язання задачі Коші для звичайних диференціальних рівнянь і їх систем. Перші методи даного класу були запропоновані десь у 1900 році німецькими математиками К. Рунге і М. В. Кутти.

До класу методів Рунге - Кутта відносяться явний метод Ейлера і модифікований метод Ейлера з перерахунком, які представляють собою відповідно методи першого і другого порядку точності. Існують стандартні явні методи третього порядку точності, що не набули широкого поширення. Найбільш часто використовується і реалізований в різних математичних пакетах (Maple, MathCAD, Maxima) класичний метод Рунге - Кутта, що має четвертий порядок точності. При виконанні розрахунків з підвищеною точністю все частіше застосовуються методи п'ятого і шостого порядків точності. Побудова схем вищого порядку пов'язане з великими обчислювальними труднощами [18].

Метод Рунге - Кутта четвертого порядку при обчисленнях з постійним кроком інтегрування настільки широко поширений, що його часто називають просто методом Рунге - Кутта. Розглянемо задачу Коші для системи звичайних диференціальних рівнянь першого порядку. ($y, f, k \in R^n$, а $x, h \in R^1$)

$$y' = f(x, y), y(x_0) = y_0$$

Тоді наближене значення в наступних точках обчислюється по ітераційної формулою:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

Обчислення нового значення проходить в чотири стадії:

$$k_1 = f(x_n, y_n)$$

$$k_2 = f(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2}k_1)$$

$$k_3 = f(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2}k_2)$$

$$k_4 = f(x_n + h, y_n + hk_3)$$

Де h - величина кроку сітки по осі x .

Цей метод має четвертий порядок точності. Це означає, що помилка на одному кроці має порядок $O(h^5)$, а сумарна помилка на кінцевому інтервалі інтегрування має порядок $O(h^4)$.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕПС

3.1. Вимірювання коливань

3.1.1 Типи пристроїв для вимірювання коливань

При вимірюванні параметрів вібрації застосовуються кінематичний і динамічний принцип вимірювання. При використанні кінематичного принципу координати точок об'єкта, який досліджується, вимірюються відносно вибраної нерухомої системи координат. Динамічний принцип полягає у вимірюванні параметрів вібрації відносно штучної нерухомої системи відліку, у більшості випадків інерційного елементу. Давачі вібрацій за способом вимірювання можна поділити на дві групи – контактні та безконтактні. Перевагою безконтактних давачів є можливість проведення вимірювань з високою точністю у важко-доступних місцях в умовах впливу зовнішніх електромагнітних полів. Як давачі використовуються оптичні, електромагнітні, електричні, радіохвильові, акустичні та радіаційні пристрої, які механічно не зв'язані з машиною, яка проходить випробування, і тому не вносять похибки в картину вібрацій. Однак при промислових випробуваннях використовують більш дешеві контактні давачі, маса яких незначна й тому їх використання практично не вносить похибки у вібраційний стан [31].

Акселерометр – це електромеханічний датчик, що використовується для вимірювання сил прискорень. Ці сили можуть мати як статичний характер, як постійна сила тяжіння, так і динамічний для вимірювання руху або вібрації.

Існує багато різних типів акселерометрів. **Механічні** – це тип, у будові якого є маса прикріплена на пружині, що підвішується всередині зовнішнього корпусу. Коли на датчик діє сила, корпус переміщається, а маса всередині відстає, і пружина розтягується із силою що пропорційна

прискоренню. Відстань на яку розтягнеться пружина може бути використана для вимірювання сили і прискорення різними способами. **Сейсмометри** – використовуються для вимірювання землетрусів, працюють використовуючи ручки, що знаходяться всередині важких мас, що кріпляться до пружин для реєстрації сил землетрусу. Під час землетрусу сили діють на сейсмометр, але підвіс у середині нього переміщується із запізненням, і вже по сліду даного запізнення можна оцінити прискорення. **Альтернативні конструкції акселерометрів** вимірюють силу генеруючи електричні чи магнітні сили. В п'єзоелектричних акселерометрах маса підключається до потенціометра (перемінного резистора). Розповсюдження, як контрактні давачі вібрацій, отримали електродинамічні та п'єзоелектричні давачі, електричні сигнали на виходах яких пропорційні швидкості вібрації та вібраційному прискоренню, відповідно. Щоб точність вимірювань вібрацій була задовільною, маса давача не повинна перевищувати 5% від маси об'єкта, який вимірюється [31]. Найбільш мініатюрними є п'єзоелектричні давачі (акселерометри), активний елемент яких виготовляється на основі п'єзокварцу, цирконато-титанових керамік або титанату барію.

У даних акселерометрах п'єзоелектричні кристали такі як кварц, виконують основну роботу. Кристал розміщується впритул до маси, тому коли акселерометр переміщається, маса стискає кристал, який у свою чергу генерує незначну електричну напругу.

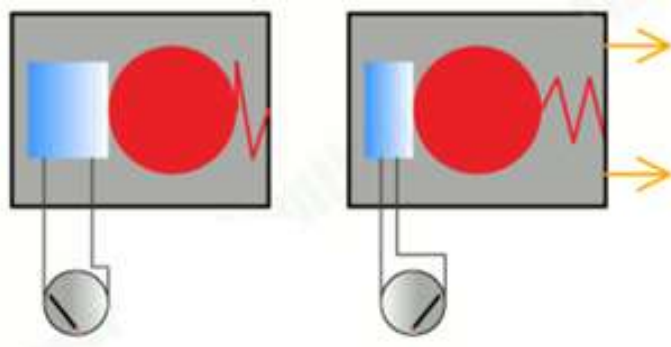


Рис.3.1 – Основна концепція п'єзоелектричного акселерометра

Коли сірий корпус акселерометра рухається вправо, маса стискає п'єзоелектричний кристал. Чим більше прискорення, тим більше сила і вищі показники сили струму що виникає.

Вибір матеріалу п'єзоелектричного давача визначається допустимою величиною температурної похибки. Використання цирконато-титанових керамік забезпечує роботу давача з похибкою $\pm 20\%$ в діапазоні $200, 250^{\circ}\text{C}$, при похибці $\pm 5\%$ температурний діапазон зменшується до $40, 60^{\circ}\text{C}$.

При використанні кварцу забезпечується похибка $\pm 2\%$ і діапазоні до 400°C . Для вимірювання вібрації в зоні температур нижче 100°C високу точність дає використання титанату цирконію або барію.

Також для вимірювання можна використовувати конденсатори що будуть працювати аналогічним способом із потенціометром: якщо маса що рухається змінює відстань між двома металевими пластинами, то вимір зміни їхньої ємності дає зміню сили що діє.

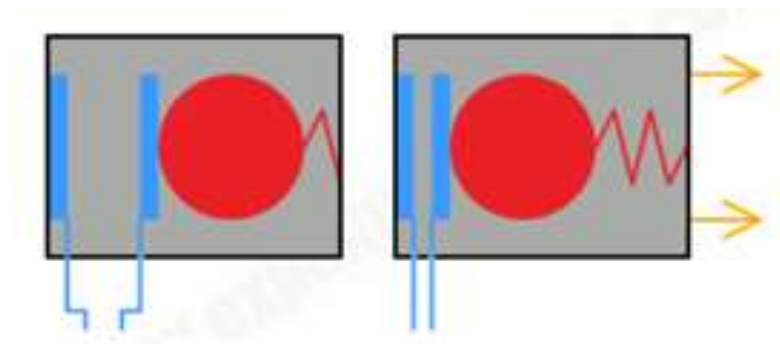


Рис.3.2 – Основна концепція ємнісного акселерометра

Коли сірий акселерометр рухається вправо, червона маса залишається позаду і діє на сині металеві пластини конденсатора, які у свою чергу стискаються, що приводить до зміни ємності яку можна поміряти.

За кількістю осей, що необхідні для визначення прискорень акселерометри поділяються на:

- Однокомпонентні (одноосьові)
- Двокомпонентні (двохосьові)

- Трикомпонентні (трьохосьові)

3.1.2 Принцип роботи датчика ADXL345

Для вимірювання вібрацій під час оброблення було обрано акселерометр сімейства ADXL, що характеризуються високою лінійністю в 0,2% (0,5% максимум) завдяки лінеаризації сигналу в схемі обробки, що дозволяє отримувати лінійну залежність напруги на рухомих обкладинках датчика від переміщення уздовж чутливої осі. Зсув нуля і чутливість акселерометрів програмуються при виготовленні, але розкид параметрів при виборі датчика необхідно враховувати. Температурні дрейф зміщення і чутливості більшості акселерометрів ефективно компенсуються за допомогою інтегрованого датчика температури. Для створення широкої номенклатури продукції акселерометрів ADXL ADI застосовує унікальну технологію iMEMS (integrated Micro Electro Mechanical System), причому в назві акцент зроблений на інтегруванні на одному чіпі як малих і міцних сенсорних елементів, так і розширеної обробки сигналу. Сумісність технологічного процесу зі стандартними методами інтегрування забезпечує повторюване виробництво пристроїв, що випускаються у великих кількостях і за низькою ціною (\$ 4-12).

Поверхневі iMEMS-акселерометри ADXL виготовляються за допомогою обробних методів стандартної IC. Слідом за нанесенням на підкладку шарів окису SiO₂ і поверх оксидного шару полікристалічного кремнію застосовуються стандартні фотолітографічного методи IC. Шар SiO₂ вибірково витравлюється для звільнення полікремнієвої 3D-структури, вище підкладки (зазвичай на 1,6 мкм), з бічними розмірами того ж порядку, і допускає вільне переміщення в напрямках XY, а також і в Z-осі.

У роботі було застосовано акселерометр ADXL345 (рис.3.3) із принциповою схемою (рис.3.4).



Рис.3.3 – Зовнішній вигляд трьохосьового акселерометра ADXL345

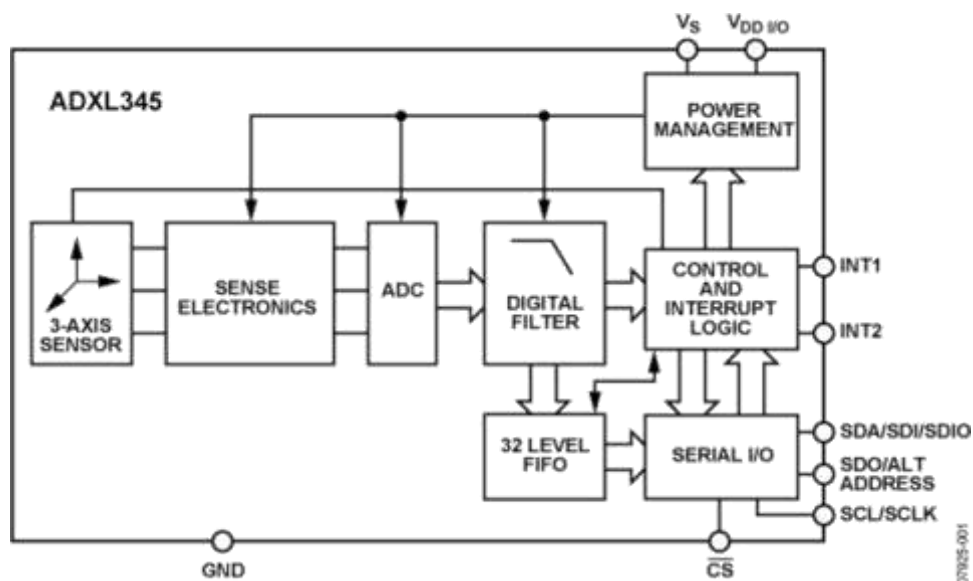


Рис.3.4 – Схема трьохосьового акселерометра ADXL345

Особливості та переваги:

- Вкрай низьке енергоспоживання: всього 23 мкА в режимі вимірювання та 0.1 мкА в режимі очікування при $V_S = 2.5$ В (тип.)

- Споживана потужність автоматично масштабується зі зміною ширини смуги
- Можливість вибору розширення користувачем:
- Фіксоване 10-розрядне розширення
- Режим повного розширення, в якому воно збільшується зі збільшенням діапазону вимірювання, до 13 біт при діапазоні $\pm 16 \text{ g}$ (у всіх діапазонах підтримується масштаб перетворення $4 \cdot 10^{-3} \text{ g / LSB}$)
- Температурний діапазон: від -55° C до $+125^\circ \text{ C}$

Даний акселерометр являє собою невеликий, тонкий, маючий наднизьку потужність, трьохосьовий акселерометр з високою роздільною здатністю (13 біт), та можливістю вимірювання в діапазоні від -16g до 16g . Цифрові вихідні дані даного акселерометра відформатовані як 16-бітний набір доповнень і доступні через цифровий інтерфейс SPI або I2C. Акселерометр ADXL345 дозволяє вимірювати зміну нахилу з похибкою менше $1,0^\circ$, а режими з низьким енергоспоживанням забезпечують інтелектуальне управління живленням на основі руху з пороговим виміром і активним виміром прискорення з надзвичайно малим розсіюванням потужності.

Також у акселерометрі передбачені кілька спеціальних функцій зчитування сигналу. Датчики активності і бездіяльності виявляють наявність або відсутність руху, порівнюючи прискорення по будь осі зі встановленими граничними значеннями. А вбудована система управління пам'яттю з 32-рівневим першим в першому буфері (FIFO) може використовуватися для зберігання даних для мінімізації активності головного процесора і зниження загального енергоспоживання системи.

3.1.3 Схема підключення датчика ADXL345

Для підключення акселерометра і збору даних було використано утиліту ADXL345 accelerometer reader (SPI interface). Ця утиліта забезпечує простий у користуванні та надійний доступ у режимі реального часу до тривісного цифрового акселерометра ADXL345 (аркуш даних) через інтерфейс SPI з максимальною частотою дискретизації 3200 Гц. Вихід зчитувача може бути перенаправлений на стандартний консольний вихід або текстовий файл [11]. Бібліотека що була застосована для підключення датчика (<https://github.com/nagimov/adxl345spi>) наведена на рис.3.5

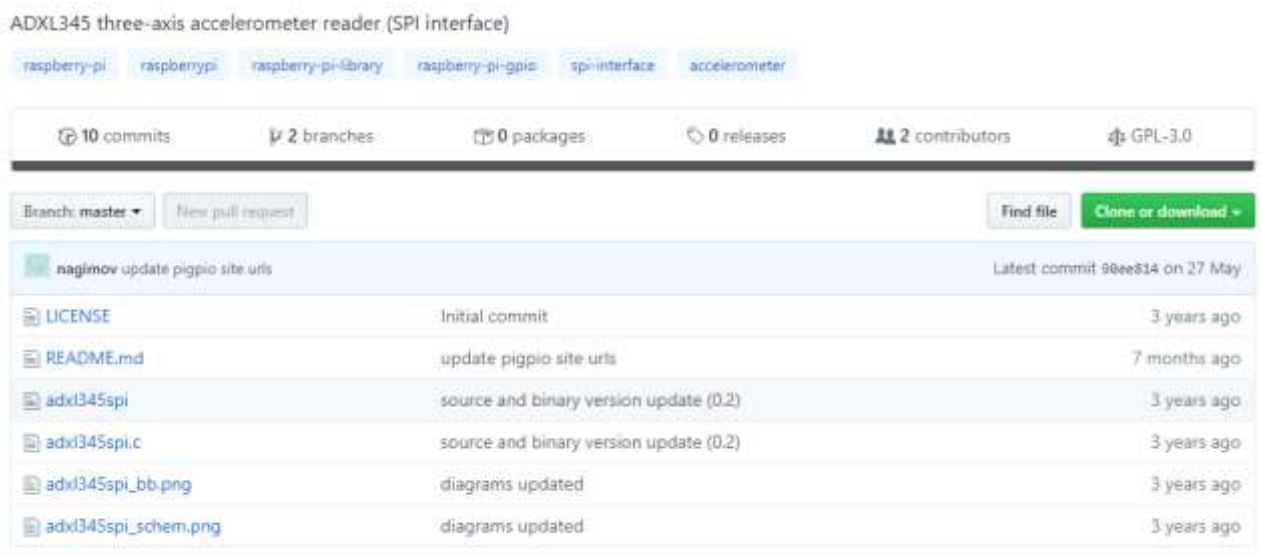


Рис.3.5 – Бібліотека для збору даних з акселерометра ADXL345

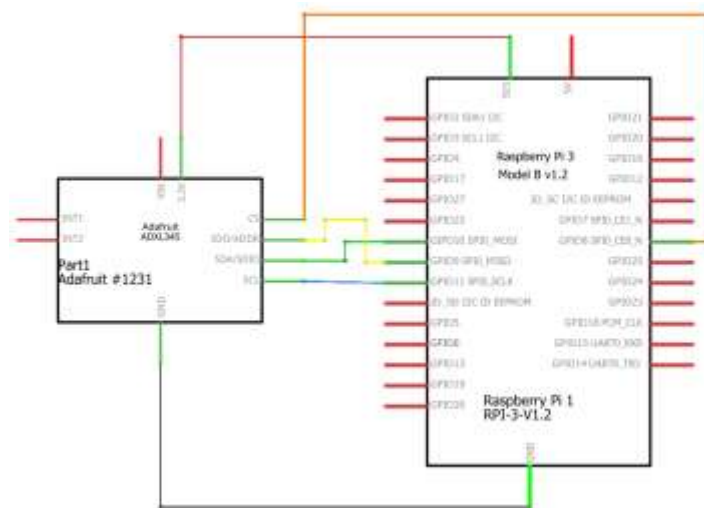
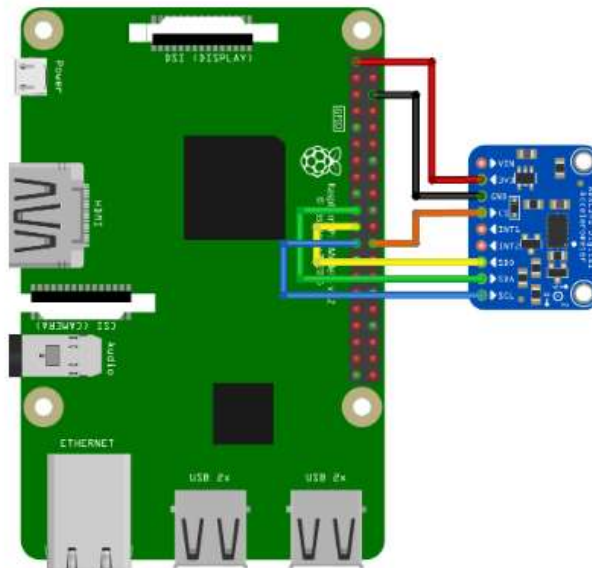


Рис.3.6 – Схема трьохосьового акселерометра ADXL345

Особливостями даної схеми є те що, через обмеження шини I2C неможливо отримати максимальну швидкість вибірки через інтерфейс I2C. Тому інтерфейс SPI використовується для отримання 3200 зразків в секунду, що є верхньою межею самого чіпу ADXL345. Швидкість передачі даних шини SPI встановлена в 2 Мбіт / с, щоб забезпечити відсутність втрат показань під час передачі.

Для консольного виходу зменшення навантаження досягається за допомогою викликів функції сну між передачами, що зумовлює певний

нестабільний показник вибірки. Отже, консольний вихід повинен використовуватися лише для демонстраційних / тестових випадків.

Виведення файлів здійснюється за допомогою точного зниження дискретизації всього зчитуваного набору даних з максимально можливою швидкістю вибірки ($\sim 30\,000$ Гц за швидкість передачі 2 Мбіт / с). Таке оброблення сигналу, як FFT, слід проводити лише за допомогою опції виводу в файл, що забезпечує стабільну швидкість вибірки та стабільні інтервали часу.

3.1.4 Зовнішній вигляд пристрою розробленого для проведення експерименту

Для проведення експерименту було розроблено пристрій на базі акселерометра ADXL345, зовнішній вигляд якого представлено на рис.3.7.

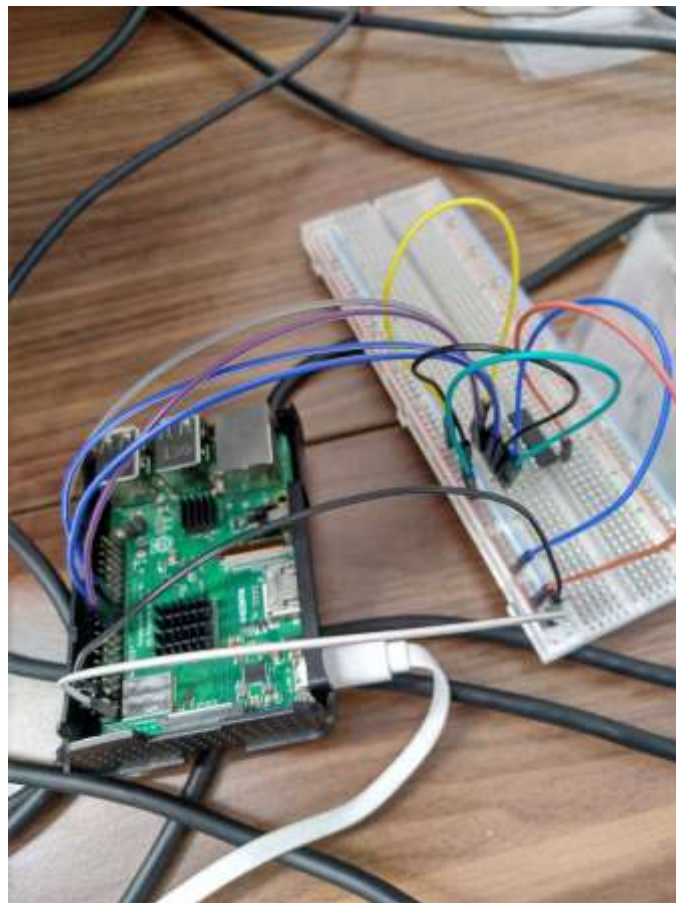


Рис.3.7 – Компонована схема пристрою на монтажній платі

3.2. Аналіз даних, отриманих з датчика коливань

3.2.1. Отриманні дані

У ході проведення експерименту було встановлено акселерометр на верстат і зняті покази до початку процесу різання (рис.3.8). Оскільки покази акселерометра завжди враховують величину сили тяжіння, то у стані спокою по осях X,Y,Z ми отримали наступні значення X: 20 у.о., Y: -20 у.о., Z: 330 у.о., що відповідають проекціям сили тяжіння 9.8м/с^2 на координатні осі акселерометра. Звідки отримуємо що сила тяжіння еквівалентна 331,2 у.о показу датчика.

$$g = \sqrt{20^2 + 20^2 + 330^2} = 331.2$$

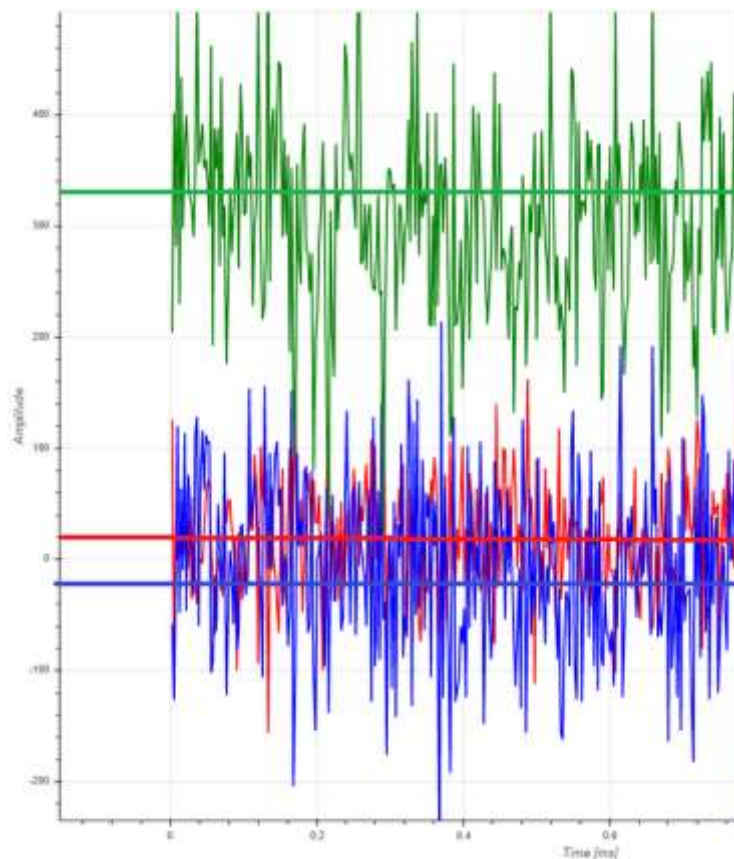


Рис.3.8 – Акселерограма стану спокою у збільшеному вигляді.

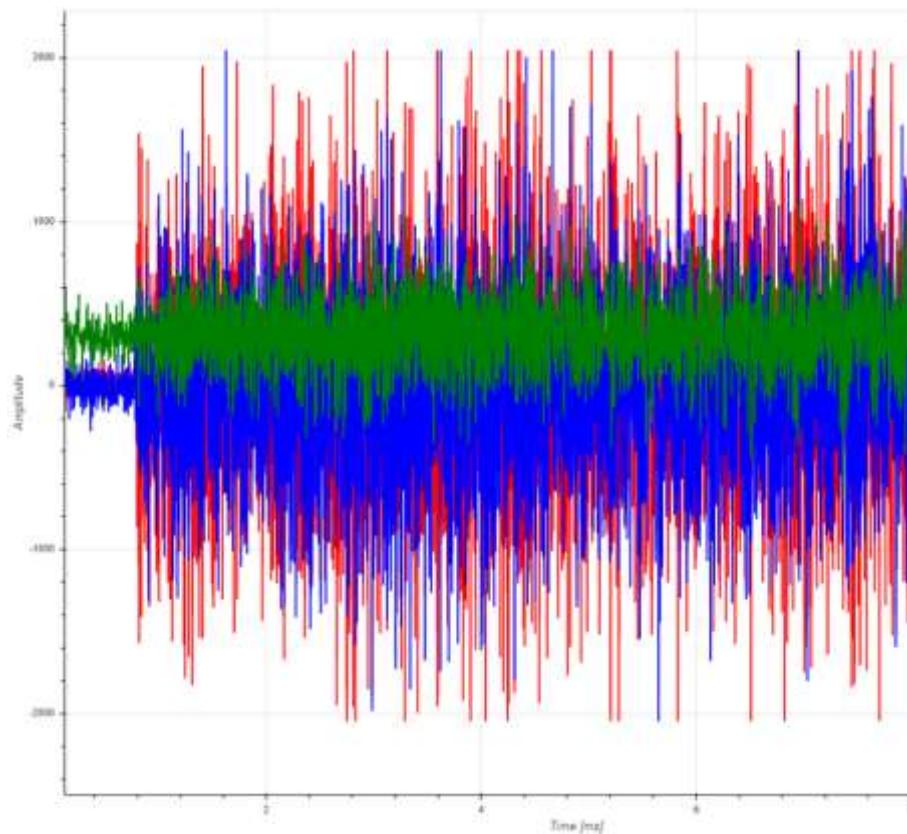


Рис.3.9 – Акселерограмма процесу різання

Для уникнення даної проблеми потрібно розробити пристрій який дасть можливість закріпити датчик у відповідності до осей. У подальшому прийнято рішення враховувати силу тяжіння, віднімаючи її у розрахунках.

На рисунках 3.10-3.12 наведено акселерограмми по трьом осям приведені у нуль завдяки урахуванню сили тяжіння

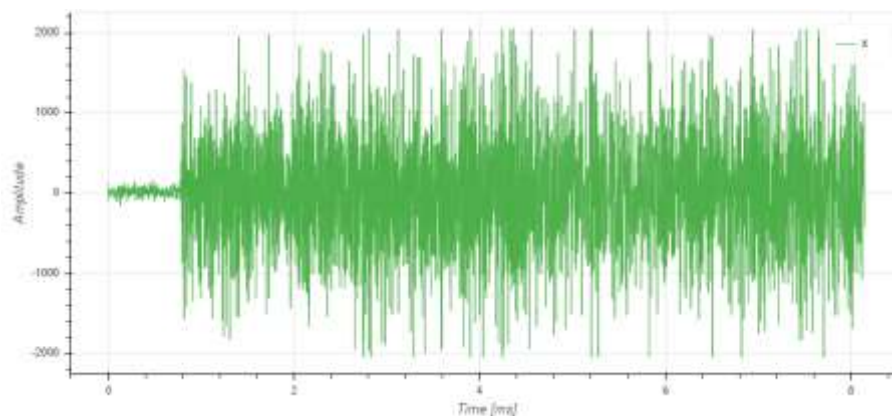


Рис.3.10 – Акселерограмма по осі X приведена у нуль

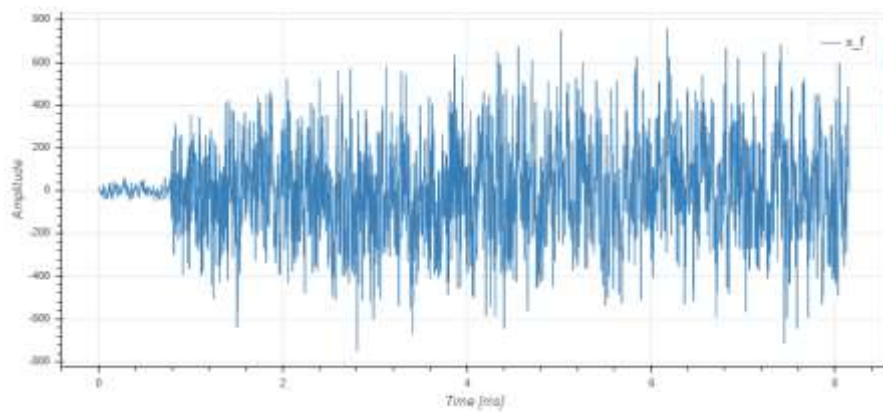


Рис.3.11 – Акселерограма по осі X приведена у нуль

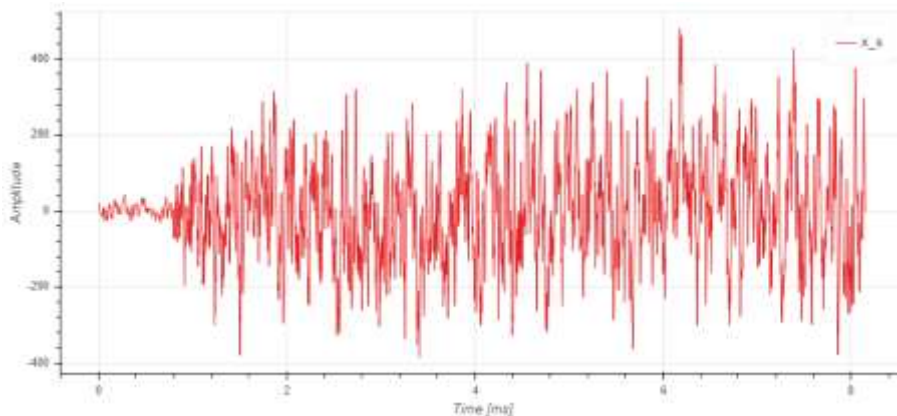


Рис.3.12 – Акселерограма по осі X приведена у нуль

3.2.2. Інтерполяція даних

Оскільки показники датчика мають не рівномірний крок вимірювання по осі, було проведено інтерполювання даних. Для цього був використаний принцип лінійної інтерполяції. Суть даного методу полягає у інтерполяції алгебраїчним двочленом виду:

$$P_1(x) = ax + b$$

функції F , що задана в двох точках x_0 та x_1 відрізка $[a, b]$. У випадку коли задано значення у декількох точках, функція заміняється на відрізку лінійною функцією.

Геометрична інтерпретація даного методу полягає у заміні графіка функції F прямої, що проходить через точки $(x_0, f(x_0))$ та $(x_1, f(x_1))$ (рис.3.13).

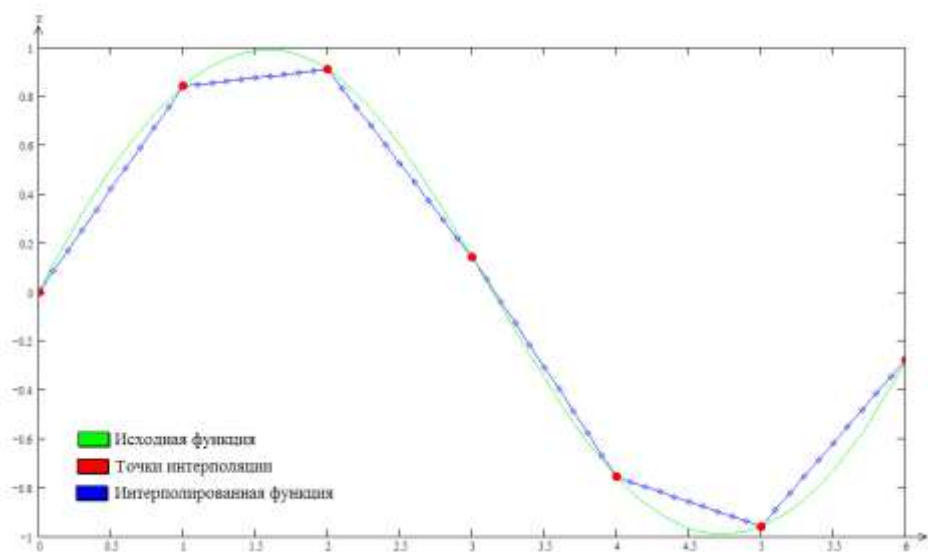


Рис.3.13 – Приклад лінійної інтерполяції

Рівняння такої прямої має вигляд:

$$\frac{y - f(x_0)}{f(x_1) - f(x_0)} = \frac{x - x_0}{x_1 - x_0}$$

Звідки $x \in [x_0, x_1]$, тому формула лінійної інтерполяції має вигляд:

$$f(x) \approx y = P_1(x) = f(x_0) + \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0}(x - x_0)$$

При цьому:

$$f(x) = P_1(x) + R_1(x)$$

де $R_1(x)$ – похибка формули:

$$R_1(x) = \frac{f''(\psi)}{2}(x - x_0)(x - x_1),$$

$$\psi \in [x_0, x_1]$$

також справедлива оцінка:

$$|R_1(x)| \leq \frac{M_2}{2} \max|(x - x_0)(x - x_1)| = \frac{M_2 h^2}{8}$$

$$M_2 = \max|f''(x)|$$

$$h = x_1 - x_0$$

У роботі було використана одновимірна кусочно-лінійна інтерполяція функції [12]. Результат роботи якої показано на рис.3.14.

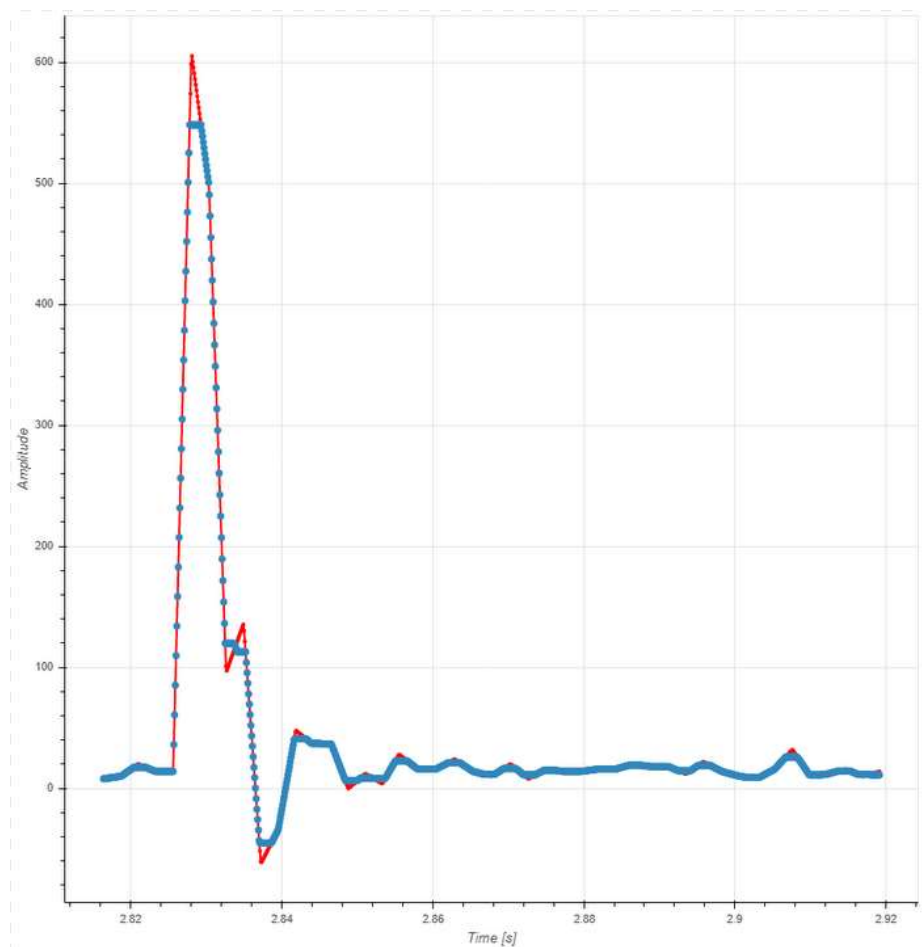


Рис.3.14 – Результат інтерполювання даних

3.2.3. Фільтрація шумів

На графіках можна замінити значні шуми, тому дані показали є неінформативними для дослідження системи і вимагають фільтрації. Було розглянуто декілька фільтрів, а саме:

- **Експонентний фільтр.** Експоненціальне згладжування можна уявити як фільтр, на вхід якого послідовно надходять члени вихідного ряду, а на виході формуються поточні значення експоненціального середнього значення. Фільтрація сигналів даним фільтром в спокійному стані виглядає задовільно, як і фільтрація плавних рухів. Але вона абсолютно незадовільна при фільтруванні сигналів, отриманих при різанні.
- **Фільтр нижніх частот.** Фільтр нижніх частот (ФНЧ) - електронний фільтр, ефективно пропускає частотний спектр сигналу нижче певної частоти (частоти зрізу) і пригнічує вищі частоти. Незважаючи на хорошу фільтрацію плавних рухів ФНЧ не дозволяє розрізнити на графіках пов'язані з процесом оброблення сплески при малому значенні коефіцієнта, але недостатньо згладжує сигнал при його збільшенні. Звідси значна пилкоподібних сигналів.
- **Фільтр Калмана.** Фільтр Калмана оцінює вектор стану динамічної системи, використовуючи ряд неповних і зашумлених вимірювань. Він призначений для рекурсивного опрацювання вектору стану апріорно відомої динамічної системи, тобто для розрахунку поточного стану системи необхідно знати поточне вимірювання, а також попередній стан самого фільтра. Таким чином, фільтр Калмана

реалізований в тимчасовому, а не в частотному поданні. У цьому він подібний до інших рекурсивних фільтрів, але на відміну від них фільтр Калмана оперує не тільки оцінками стану, а ще й оцінками невизначеності (Щільності розподілу) вектору стану. Алгоритм працює в два етапи. На етапі прогнозування фільтр Калмана екстраполює значення змінних стану, а також їх невизначеності. На другому етапі за даними вимірювання, отриманого з деякою погрішністю, результат екстраполяції уточнюється. Завдяки покроковій природі алгоритму, він може в реальному часі відстежувати стан об'єкта (використовуючи тільки поточні виміри і інформацію про попередньому стану та його невизначеності).

- **Медіанний фільтр.** Медіанна фільтрація - ефективна процедура обробки сигналів, що піддаються впливу імпульсних перешкод [13]. Медіанний фільтр показав найкращий згладжування сигналів з усіх розглянутих.

3.3. Визначення частот власних коливань системи

Метод оцінки динамічної якості верстатів. Для попередньої оцінки динамічної якості верстатів і оцінки можливості їх подальшого переоснащення можна використати розроблений метод прискореного дослідження динамічних характеристик пружної системи верстата за її імпульсним збудженням [22 стр.114–118.].

Цей метод, розроблений початково для зубофрезерних верстатів, робочі процеси в яких перебігають в умовах високих ударних навантажень, періодичного нерівномірного різання і збурення від зовнішніх і внутрішніх чинників, можна застосовувати також для інших типів верстатів, зокрема токарних і шліфувальних, в яких на високих

швидкостях також виникають інтенсивні коливання і вібрації. Суть цього методу полягає в тому, що пружні контури різального інструменту і заготовки збуджують одночасно прямокутним імпульсом з наступним спектральним аналізом вихідних сигналів. Збудження створюється під час розмикання системи у точці спряження підсистем інструменту і заготовки, а реакція цих підсистем на дію вхідного імпульсу фіксується у двох точках робочого простору верстата, що знаходяться у безпосередній близькості до ділянки, де створюється вхідна дія. Для автоматизованого оброблення експериментальних даних розроблено комплект програм на основі математичного апарата теорії випадкових функцій, який дає змогу виявити резонансні частоти, знайти характеристики нормальних форм коливань верстата в широкому частотному діапазоні та встановити його динамічну характеристику. За умовою, покладеною в основу аналізу динамічних характеристик верстата [23 стр.8–12], його пружну систему приймають лінійною. З цього випливає, що граничні переміщення у них дорівнюють сумі максимальних переміщень на кожній із власних частот, а передавальна функція системи визначається сумою передавальних функцій коливних ланок. Імпульсне збудження пружної системи верстата однократним короткотривалим ударом створює прямокутний імпульс. Такий імпульс є широкополосним, має рівномірний спектр у широкому діапазоні частот. При достатній інтенсивності імпульсу відбувається його спектральний розклад та збудження пружної просторової системи на власних частотах. Реакцію багатомасової просторової системи верстата, яка є результатом інтегрального ефекту у вигляді загасаючих коливань, записуємо окремо на осях інструменту і деталі. Спектри вихідних сигналів включають усі власні частоти пружної системи і характеризують її динамічні властивості. Завдяки малій тривалості імпульсу порівняно з часом вільних коливань можлива оцінка динамічних характеристик

системи лише на основі вимірювання і аналізу реакції системи на виході [24].

Будь-яка механічна конструкція може бути представлена у вигляді системи пружин, мас і демпферів. Демпфери поглинають енергію, а маси і пружини - ні. Маса і пружина утворюють систему, яка має резонанс на характерній для неї власній частоті. Якщо подібній системі надати енергію (наприклад, штовхнути масу або відтягнути пружину), то вона почне коливатися з власною частотою, а амплітуда вібрації буде залежати від потужності джерела енергії і від поглинання цієї енергії, тобто демпфірування, властивого самій системі. Власна частота ідеальної системи маса-пружина без демпфірування дається співвідношенням:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

де ω – власна частота коливань, c – коефіцієнт жорсткості пружини, m – маса.

Звідси випливає, що зі збільшенням жорсткості пружини збільшується і власна частота, а зі збільшенням маси власна частота падає. Якщо у системі є демпфер, а це так для всіх реальних фізичних систем, то власна частота буде нижче розрахованого за наведеною вище формулою значення і буде залежати від величини демпфірування.

Безліч систем пружина-маса-демпфер, якими можна моделювати поведінку механічної конструкції, називають ступенями свободи. Енергія вібрацій машини розподіляється між цими ступенями свободи в залежності від їх власних частот і демпфірування, а також в залежності від частоти джерела енергії. Тому вібраційна енергія ніколи не розподілена рівномірно по всій машині. Наприклад, в машині з електродвигуном головним джерелом вібрацій є залишковий дисбаланс ротора двигуна. Це призводить до появи помітних рівнів вібрації на підшипниках двигуна.

Однак якщо одна з власних частот машини близька до оборотної частоті ротора, то її вібрації можуть бути великі і на досить великій відстані від двигуна. Цей факт необхідно враховувати при оцінці вібрації машини: точка з максимальним рівнем вібрації не обов'язково розташовується поруч з джерелом збудження. Вібраційна енергія часто переміщається на великі відстані, наприклад, по трубах, і може викликати резонанс при зустрічі з компонентом, власна частота якого близька до частоти джерела.

Явище збігу частоти збуджуючої сили з власною частотою називається резонансом. При резонансі система коливається на власній частоті і має великий розмах коливань. При резонансі коливання системи зрушені по фазі на 90 градусів щодо коливань збудливою сили.

В до резонансної зони (частота збуджуючої сили менше власної частоти) зсуву фаз між коливаннями системи і збудливою сили немає. Система рухається з частотою збуджуючої сили.

У зоні після резонансу коливання системи і збуджуючої сили знаходяться в протифазі (зрушені один відносно одного на 180 градусів). Резонансні посилення амплітуди відсутні. При зростанні частоти збудження амплітуда вібрації знижується, однак різниця фаз в 180 градусів зберігається для всіх частот вище резонансної.

Для визначення власної частоти коливань системи доцільно проводити тест ударом. Ударне тестування є спрощеною формою вимірювання рухливості, при якій не використовується динамометричний молоток, і тому величина сили удару не визначається. У результаті отримана крива не буде коректною в точному сенсі. Однак піки цієї кривої будуть відповідати справжнім значенням власних частот, що зазвичай достатньо для оцінки вібрації машини.

У роботі було проведено тест ударом, та зняті показники акселерометра. Фотографії експерименту наведено на рис. 3.15



Рис.3.15 – Фото проведення експерименту для визначення власних частот коливань системи

3.3.1. Перетворення Фур'є та визначення спектру коливань

Перетворення Фур'є — інтегральне перетворення однієї комплексно значної функції дійсної змінної на іншу. Тісно пов'язане з перетворенням Лапласа та аналогічне розкладу у ряд Фур'є для неперіодичних функцій. Це перетворення розкладає дану функцію на осциляторні функції. Використовується для того, щоб розрахувати спектр частот для сигналів змінних у часі.

Для даних отриманих у попередньому експерименті було проведено перетворення Фур'є, та визначена власна частота коливань по осі Y та Z.

По осі Y, після перетворення Фур'є був отриманий спектр (рис.3.16), та визначено що власна частота коливань системи 140 Гц.

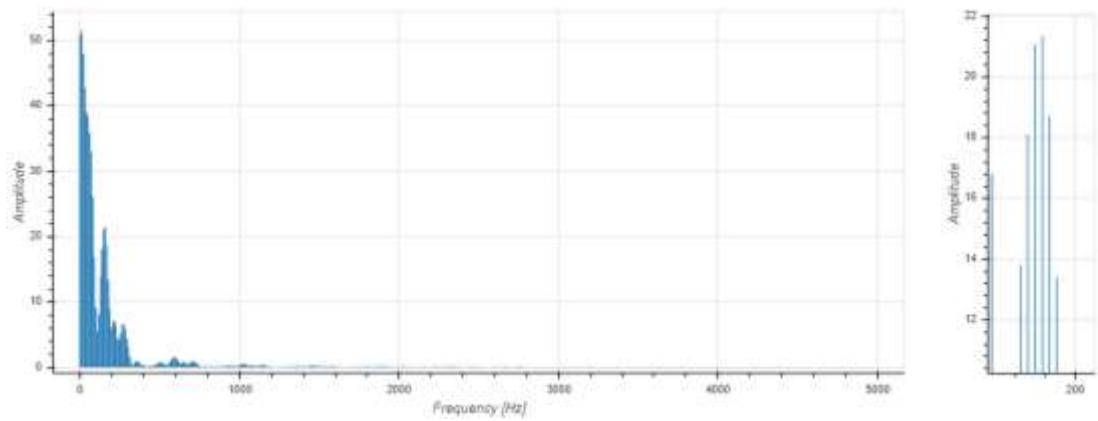


Рис.3.16 – Спектр коливань по осі Y

По осі Z, після перетворення Фур'є був отриманий спектр (рис.3.17), та визначено що власна частота коливань системи 68 Гц.

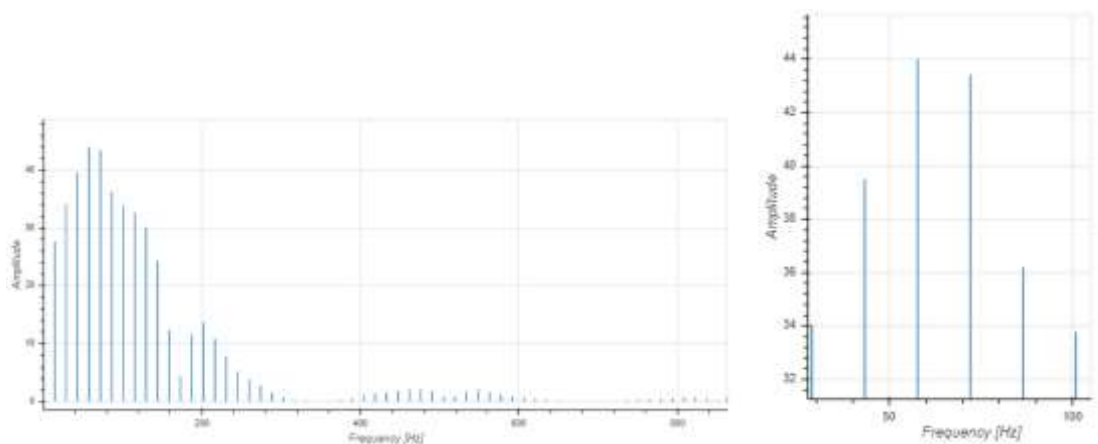


Рис.3.17 – Спектр коливань по осі Z

3.3.2. Визначення декременту коливань

Логарифмічний декремент коливань (декремент згасання) - безрозмірна фізична величина, що описує зменшення амплітуди коливального процесу і рівна натуральному логарифму відношення двох послідовних амплітуд коливається величини x в одну і ту ж сторону:

$$\lambda = \ln \frac{x_0}{x_1}$$

Логарифмічний декремент коливань рівний коефіцієнту загасання β , помноженому на період коливань T :

$$\lambda = \beta T$$

Цей параметр застосовується, як правило, для лінійних коливальних систем, оскільки в нелінійних системах період коливання, взагалі кажучи, залежить від амплітуди, а закон зменшення амплітуди відрізняється від експоненціального. У лінійних системах коливається величина змінюється з часом як

$$x(t) = Ae^{-\beta t} \cos \omega t$$

Декремент затухання дорівнює показнику цієї експоненти:

$$\lambda = \ln \left(\frac{X_k}{X_{k+1}} \right) = \ln e^{\beta T} = \beta T$$

3.3.3. Визначення декременту коливань

Приведена маса - умовна характеристика розподілення маси в рухомій механічній або змішаній системі, що залежить від фізичних параметрів системи (маси, моменту інерції, інтенсивності та ін.) та від її закону руху.

Приведена маса μ визначається із рівності

$$T = \mu v^2 / 2$$

у якій T – кінетична енергія системи, v – швидкість тієї точки системи, до якої приводиться маса. У більш загальному вигляді приведена маса є коефіцієнтом інерції у виразі кінетичної енергії системи із стаціонарними зв'язками.

Для визначення декременту коливань осі Y було побудовано експоненціальну криву через вершини піків затухаючого коливання (рис.3.18).

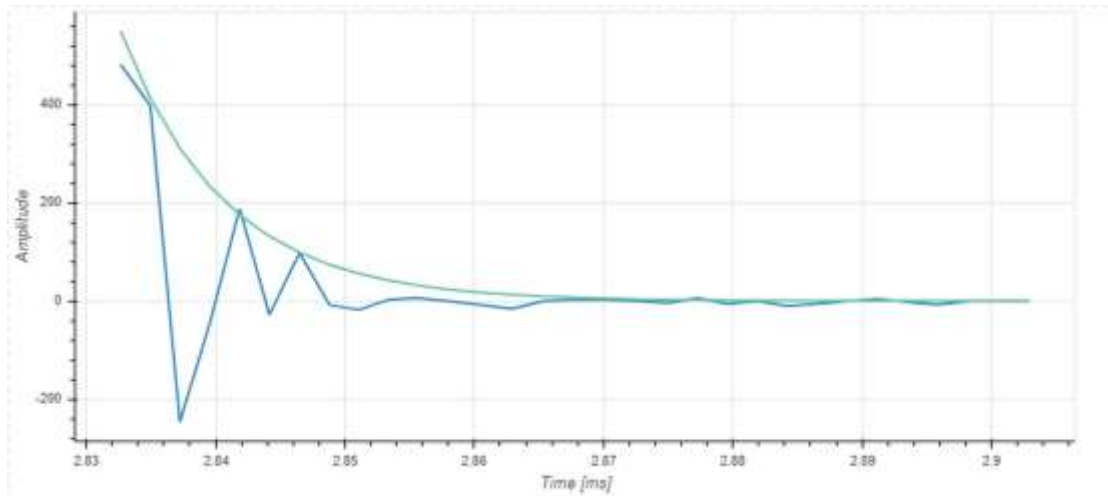


Рис.3.18 – Експоненціальна крива графіка затухаючих коливань по осі Y

У результаті чого було отримано рівняння кривої:

$$y = a \times e^{\lambda x} = e^{357.6 - 124.1x}$$

Із якого коефіцієнт $\lambda_Y = -124.1$

Для визначення декременту коливань осі Z було побудовано експоненціальну криву через вершини піків затухаючого коливання (рис.3.19).

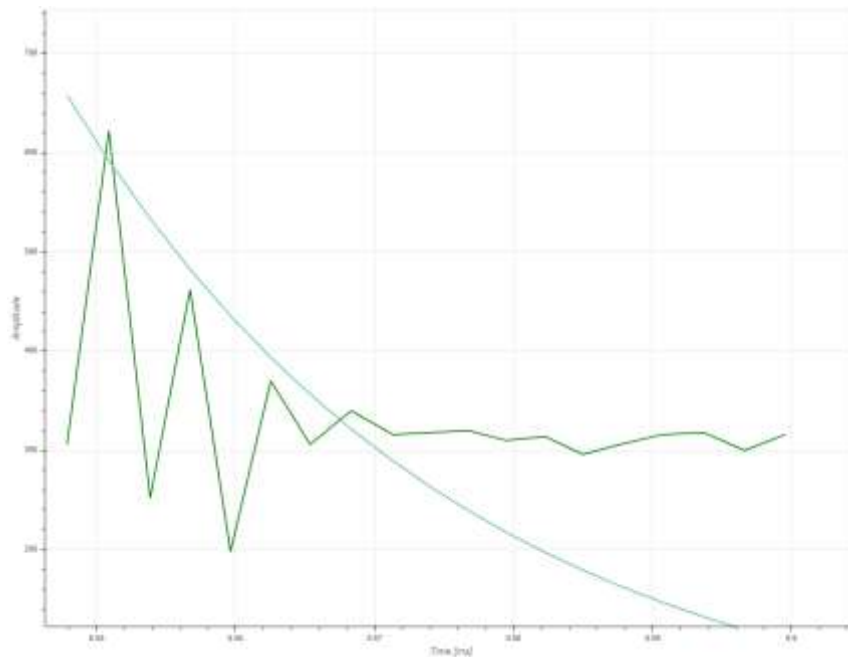


Рис.3.19 – Експоненціальна крива графіка затухаючих коливань по осі Z

У результаті чого було отримано рівняння кривої:

$$y = a \times e^{\lambda x} = e^{25.7-35.2x}$$

Із якого коефіцієнт $\lambda_z = -35.2$

3.4. Вимірювання жорсткості системи

Величина сил різання не являється постійною величиною і залежить від параметрів обробки. Зі зміненням сили різання змінюються й пружні деформації. Тому погрішність обробки, обумовлена дією пружних деформацій, також змінна величина. Пружні деформації технологічної системи є визначальними з огляду точності обробки, тому що погрішності, обумовлені ними, можуть досягати 20 - 80 % від сумарної погрішності обробки. Крім того, жорсткість технологічної системи впливає на вібростійкість системи і на продуктивність механічної обробки.[14]

Жорсткість токарного верстата, в основному, визначається жорсткістю трьох його елементів - передньої бабки, задньої бабки й супорта.

Найбільше на жорсткість верстата впливає супорт, тому що він має велику кількість стиків, у тому числі рухливих. Жорсткість шпиндельного вузла (передньої бабки) залежить від способу посадки патрона на шпиндель. Посадка на різбовий кінець знижує його жорсткість, а фланцева посадка збільшує. Зазвичай жорсткість шпиндельного вузла значно більша жорсткості супорта. При патронних роботах жорсткість передньої бабки й верстата в цілому набагато нижча, ніж у центрах.

Жорсткість задньої бабки в значній мірі залежить від вильоту пінолі, якості центрального гнізда, типу центра (жорсткий, обертовий).

Існує кілька методів визначення жорсткості технологічних систем або їхніх окремих елементів. Основними є наступні методи:

1) статичний - випробування на непрацюючому верстаті шляхом зосередженого навантаження елементів ТС і вимірювання деформацій;

2) виробничі методи - випробування при обробці заготовок, зокрема динамічний (випробування при дії періодичних навантажень), метод східчастого точіння або метод, заснований на обробці ексцентричних заготовок), метод "двох оправок" та інші.

Сутність статичного методу визначення жорсткості полягає у тому, що вузли верстата за допомогою спеціальних пристроїв навантажують силою, що відтворює дію сили різання, і при цьому вимірюють переміщення окремих вузлів верстата. Переміщення вузлів верстата вимірюються в напрямку, нормальному до оброблюваної поверхні, тому що ці переміщення мають основне значення і визначають погрішність обробки, обумовлену пружними деформаціями технологічної системи.

У міру збільшення навантажень, прикладених до елементів ТС, зростають їхні деформації. За показниками індикатора, встановленого

проти точки прикладання сили P по напрямку її дії, судять про величину деформації (щодо станини верстата).

Отримані дані у вигляді точок наносять на графік і одержують навантажувальну криву характеристики жорсткості вузла. Потім, зменшуючи навантаження, будують розвантажувальну криву. Площа петлі гістерезису, що утворилася, являє собою роботу, витрачену на подолання сил тертя, контактних деформацій і т.п.

Статичний метод визначення жорсткості верстатів має істотний недолік: він складний і трудомісткий. Крім того, жорсткість верстата, що визначена в статичному стані, лише приблизно характеризує пружні переміщення верстата в процесі роботи.

Суть методу в наступному. Якщо в статичному стані налагодити верстат на необхідну (розрахункову) глибину різання t_p , то при різанні фактична глибина t_{ϕ} виявиться менше розрахункової на величину пружної деформації технологічної системи y , тобто:

$$y = t_p - t_{\phi}$$

Величина деформації залежить від жорсткості J (податливості W) технологічної системи

$$y = P_z / J = P_z \cdot W / 1000$$

Звідки

$$W = 1000 \cdot y / P_z = 1000(t_p - t_{\phi}) / P_z$$

$$J = P_z / y = P_z / (t_p - t_{\phi})$$

Величину деформації y визначають у такий спосіб:

а) Обробляють заготовку на невеликій довжині (20-30 мм) методом "виходжування", тобто виконують кілька проходів різцем без заглиблення інструмента, вимірюють розмір;

б) Переміщають різець точно на величину розрахункової глибини різання (по лімбу верстата або індикаторному упору).

в) Обробляють половину попередньо проточеного пояска (шийки) з заданими режимами різання.

г) Вимірюють (за допомогою мікрометра) величину фактичної глибини різання як відстань від "виходженої" до обробленої поверхні.

д) Розраховують величину деформації технологічної системи.

Статистичний спосіб використовується для практичного оцінювання технічного стану, нового обладнання на власному виробництві (технічний контроль) або після ремонту в процесі експлуатації.

Принцип контролює суворість основи на законі Гука:

$$J = \frac{Q}{\Delta}$$

де Q - модуль сили, що впливає на елемент технологічної системи в напрямку відповідної осі координат; Δ - величина сумарних переміщень ланок технологічної системи, виміряна в тому ж напрямку (під переміщеннями розуміються відносні зміщення в сполученнях деталей і вузлів, що мають посадки з зазорами, і пружні деформації елементів системи).

Слід розрізняти наведену жорсткість технологічної системи і відносні жорсткості її елементів (підсистем). Під наведеною розуміється

жорсткість безпосередньо в стику інструмент-заготовка, виміряна в напрямку дії сили різання.

Наведена жорсткість технологічної системи, так само як і сила різання, може розкладатися на три складові в напрямку відповідних осей координат. Крім лінійних складових уздовж осей координат, мають місце і кутові складові жорсткості, що відображають властивість технологічної системи чинити опір деформації (повороту) під дією моментів сил.

Відносні жорсткості - це характеристики окремих частин (підсистем) металорізального верстата: наприклад, жорсткість шпиндельної бабки, супортної групи (за різцетримачем) або задньої бабки відносно станини; шпинделя щодо корпусу шпиндельної бабки; різцетримача або револьверної головки щодо верхніх санчат супорта і т.д.

Відносна жорсткість функціональних вузлів верстатів є їх найважливішим конструктивним показником і піддається всебічним дослідженням в верстатобудуванні.

У практичному машинобудуванні інтерес представляють відносні жорсткості більших підсистем верстата, причому базовим елементом, щодо якого і визначається жорсткість, є, як правило, станина (напрямні станини).

Відносні складові жорсткості потрібно встановити експериментальним чином в разі, якщо динамічні моделі розглядають заготовку, технологічне оснащення та інструмент як окремі змінні підсистеми (умови серійного виробництва).

Решта ж підсистеми всієї технологічної системи в цілому (тобто вузли верстатів) можуть розглядатися як деякі постійні складові таких динамічних моделей. В цьому випадку експериментальне визначення параметрів відносної жорсткості може проводитися через досить великі проміжки часу, обумовлені довговічністю устаткування. Такі

експериментальні перевірки жорсткості доцільно поєднати з періодичним технічним обслуговуванням устаткування.

Для вимірювання жорсткості верстата було проведено експеримент з впливом на нього відомих за величиною сил в напрямку осі Y та Z. Було проведено тарування динамометра за результатами якого визначено залежність умовних одиниць його показу від сили впливу. Для осі Y ця залежність виражається рівнянням:

$$P = (i + 98.33)/17.66$$

Виходячи із цього отримуємо наступну таблицю залежності деформації Δ від прикладеної сили:

Δ	P	кг	H
0,01	260	20,28377	198,7809
0,02	560	37,26554	365,2023
0,03	990	61,60608	603,7396
0,04	1330	80,85209	792,3505
0,05	1650	98,96598	969,8666
0,06	1950	115,9478	1136,288
0,08	2230	131,7974	1291,615

Звідки коефіцієнт жорсткості по Y дорівнює:

$$c_y = \frac{Q}{\Delta} = \frac{969,7\text{H}}{0,05 * 10^{-3}\text{м}} = 19.8 \cdot 10^6 \frac{\text{H}}{\text{м}}$$

Аналогічно проводимо розрахунок для осі Z.

$$c_z = 127.6 \cdot 10^6 \frac{\text{H}}{\text{м}}$$

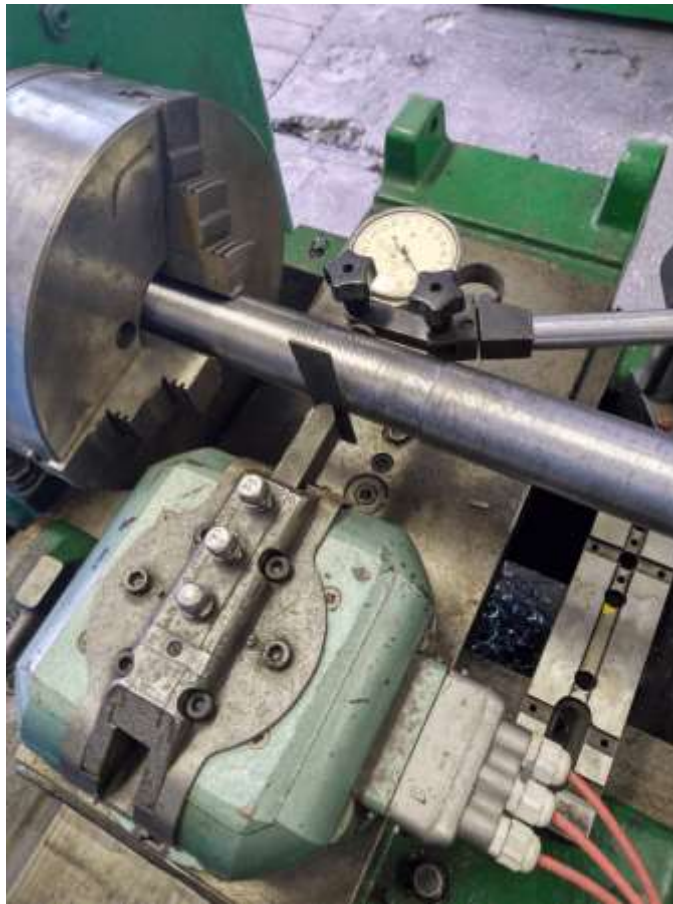


Рис.3.20 – Вимірювання жорсткості верстата по осі Y

3.5. Розрахунок приведеної маси

Виходячи із залежності

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Отримуємо, що приведена маса визначається як

$$m = \frac{c}{(2\pi\omega)^2}$$

Звідки, приведена маса по осі Y:

$$m_y = \frac{19.398 \cdot 10^6}{(2\pi \cdot 140)^2} = 25.1$$

Звідки, приведена маса по осі Z:

$$m_z = \frac{127.63 \cdot 10^6}{(2\pi \cdot 68)^2} = 699.8$$

3.6. Розрахунок та аналіз диференціальних рівнянь

Для розрахунку мат моделі потрібно попередньо обчислити складових P_y та P_z різання за наступними даними:

1) Оброблення заготовки зі сталі 45

2) Режими різання:

Глибина різання 0,1мм

Подача 0.21 мм/об

Частота обертання шпинделя 500 об/хв.

При обточуванні вала діаметром 30мм, швидкість різання становить 47 м/хв.

$$P_y = 10C_p t^{x_y} S^{y_y} V^{n_y} K_{py} = 18.9 \text{ Н}$$

$$P_z = 10C_p t^{z_z} S^{z_z} V^{z_z} K_{pz} = 56.6 \text{ Н}$$

Визначені у ході практичної частини коефіцієнти (розділи 3.1-3.4), було підставлено в математичну модель отриману у розділі 2, та отримано точну математичну модель, із конкретними коефіцієнтами, яка відповідає дослідженому процесу різання.

$$\begin{cases} 25.1 \frac{d^2 \delta_y}{dt^2} - 124.1 \frac{d\delta_y}{dt} + 19.8 \cdot 10^6 \delta_y = 18.9 \\ 699.8 \frac{d^2 \delta_z}{dt^2} - 35.2 \frac{d\delta_z}{dt} + 127.6 \cdot 10^6 c_z \delta_z = 56.6 \end{cases}$$

РОЗДІЛ 4 СТАРТАП

Стартап як форма малого ризикового (венчурного) підприємництва впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок (із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн), і вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап проектів загальна маса інноваційних ідей зростає.

Проте створення та ринкове впровадження стартап проектів відзначається підвищеною мірою ризику, ринково успішними стає лише невелика частка, що за різними оцінками складає від 10% до 20%. Ідея стартап-проекту, взята окремо, не вартує майже нічого: головним завданням керівника проекту на початковому етапі його існування є перетворення ідеї проекту у працюючу бізнес-модель, що починається із формування концепції товару (послуги) для визначеної клієнтської групи за наявних ринкових умов.

Розроблення та виведення стартап-проекту на ринок передбачає здійснення низки кроків, в межах яких визначають ринкові перспективи проекту, графік та принципи організації виробництва, фінансовий аналіз та аналіз ризиків і заходи з просування пропозиції для інвесторів. Узагальнено етапи розроблення стартап-проекту можна подати таким чином.

4.1 Опис ідеї проекту

Спостерігаючи за використанням технологічних верстатів та різальних верстатів з числовим керуванням у промисловості, можна

помітити, що їх популярність за останні роки значно зростає. Все більше широке використання комп'ютеризованих систем управління (ЧПУ) є відповіддю на вимоги ринку.

Клієнти зосереджуються на високій якості продукції, точності виготовлення, низькій вартості виготовлення, швидкості виробництва та різноманітності пропозицій. Точність роботи, ефективність, мінімальний вплив на навколишнє середовище та надійність - це характеристики, які описують якість сучасних верстатів. Вони багато в чому залежать від динамічної сприйнятливості системи демпфування, яка по суті є верстатом. У більшості випадків сучасні обробні центри проводять ряд різних операцій, що скорочує робочий час, а отже, зменшує виробничі витрати.

Багатократність і різноманітність технологічних операцій, поряд з тонкою обробкою та складною геометрією заготовок часто визначає використання тонких інструментів, що, в свою чергу, може сприяти вібрації в контакті заготовки.

Машина як складна система еластичного демпфування схильна до, вільних та вимушених вібрацій, під динамічними навантаженнями. Вільні вібрації виникають, коли система втрачає рівновагу раптовим настанням перехідного процесу або порушення процесу. Примусові коливання визначаються зовнішньою змінною силою, наприклад у випадку циклічно змінних сил різання або незбалансованості обертових частин машин. Третій тип вібрації пов'язаний із зворотним зв'язком між ТОС та силою, що діє на нього, і не припиняється, незважаючи на згасання [27]. Самостійно збуджені коливання особливо негативно впливають на хід процесу, стан заготовки (форма хвилі, шорсткість), термін служби інструменту та стан інструменту, а також ефективність обробки.

Крім того, вони прискорюють знос підшипника шпинделя і знос ріжучої кромки інструменту (не тільки швидше, але навіть катастрофічно).

Вони перешкоджають необхідній якості поверхні та викликають надмірний шум, що негативно впливає на основну характеристику кожної машини - точність - розуміється як точність відтворення бажаної форми та розмірів заготовки [28, 29]. Виникнення таких періодичних коливань тісно пов'язане з процесом різання. Щоб уникнути їх негативного впливу, необхідно використовувати дуже складні системи діагностики стану та процесів.

Тому метою даного стартапу є розроблення систем моніторингу вібрацій на верстаті та управління процесом різання

4.1.1 Аналіз вимірювальних систем

Вимірювальні системи можуть бути невід'ємною частиною контролера ЧПУ верстата, або як додатковий компонент програмного забезпечення, або як зовнішній апаратний модуль вимірювання. Технічно ці системи найчастіше базуються на аналізі сигналів, записаних датчиками, як у часовій, так і в частотній області.

Для побудови систем виявлення вібрацій використовуються різні датчики, включаючи обертові динамометри, встановлені в шліфувальних шпинделях, акселерометри, датчики сили (включаючи пластини) та акустичні мікрофони, лазерні інтерферометри та індукційні датчики.

Ще один простіший і недорогий спосіб виявлення самозбуджених вібрацій в Інтернеті описаний в літературі [30], який передбачає використання простого мікрофона, підключеного до звукової карти ПК, та аналізу зміни сигналів у часі. Слід зазначити, що виробники сучасних верстатів все частіше стандартизують їх для різних типів датчиків, а сигнали, отримані з них, можуть бути доступні також для зовнішніх вимірювальних систем [30].

4.1.2 Усунення вібрацій

Одним з найбільш часто використовуваних методів уникнення коливань, що збуджуються, є робота у стабільній зоні, визначеній на основі розрахованої межі стійкості, визначення параметрів обробки, для яких не виникає власних коливань [31]. З цією метою для запобігання появі коливань, що збуджуються, [32-33] можуть бути використані наступні методи:

- зміна товщини зрізаного шару,
- зміна швидкості обертання за певним законом
- вибір геометрії інструменту,
- при фрезерній обробці - використання інструменту із змінним кроком

Завдяки змінним умовам обробки та нелінійній моделі обробки, контроль швидкістю шпинделя здається кращим способом забезпечити стабільність процесу оброблення. Він може бути реалізований:

- оф-лайн (де порядок операцій такий: виявлення вібрації, зупинка подачі, зміна швидкості обертання та відновлення процесу різання)
- в режимі он-лайн (корекція поточної швидкості обертання під час оброблення, відсутність зупинки подачі, вібрація, що виникає у під час процесу надсилається до системи управління, для визначення впливу на систему)

У системах моніторингу / спостереження, доступних на ринку, помітне прагнення забезпечити стабільність процесу різання та оптимізувати його. Звідси впливає необхідність двох основних дій:

- виявлення та діагностика вібрацій,
- усунення вібрації або оптимізація процесу.

В останньому випадку необхідно забезпечити ефективний зв'язок між вимірювальною системою та керуванням машиною. Інформація з

системи моніторингу надсилається до контролера ЧПУ, який вживає заходів для мінімізації або усунення несприятливих умов.

4.1.3 Аналіз систем спостереження

Рішення, доступні на ринку, - це пропозиції як виробників ЧПУ, так і виробників верстатів та незалежних постачальників. Системи та дослідницькі концепції представлені з акцентом на визначенні поточного напрямку роботи в галузі моніторингу різальних процесів.

Слід зазначити, що результати дослідження отримані в даній роботі не може бути наряду реалізовані на ринку, тому цьому розділі буде описаний стартап-проект, який базуватиметься отриманих результатах, а саме можливо розроблена у майбутньому система управління станком за зовнішнім збуренням.

У таблиці 4.1 подано інформацію, яка дає цілісне уявлення про зміст ідеї, можливі базові потенційні ринки, в межах яких потрібно шукати групи потенційних клієнтів та вигоди для користувача.

Таблиця 4.1 – Зміст ідеї стартапу

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
розроблення систем моніторингу вібрацій на верстаті та управління процесом різання.	Приватні та державні металообробні підприємства	Підвищення якості оброблення
		Зменшення витрат часу
		Забезпечення стабільності протікання процесу різання
		Врахування

		непередбачуваних зовнішніх чинників впливу на процес різання
--	--	--

4.2 Технологічний аудит ідеї проекту

Після проведення аудиту технології, за допомогою якої можна реалізувати ідею проекту, можна визначити технологічність здійсненності ідеї проекту (таблиця 4.2):

Таблиця 4.2 – Технологічна здійсненність ідеї проекту

Ідея проекту	Наявність технологій	Доступність
Розроблення Системи що займається вимірюванням вібрації, що передається компонентами верстата. Шлях вимірювання складається з датчиків, панелі отримання та панелі операторів для конфігурації системи та подання результатів обчислень. Як інформаційна панель, дисплей НМІ використовується в верстаті. Датчики (ІМП), оснащені п'єзоелектричною інтегральною схемою з підсилювачем навантаження та джерелом струму (інтегральний електронний п'єзоелектрик), що працюють як акселерометри, є джерелом вимірювальних сигналів.	Аналогом даної технології є «haas spindle speed variation»	Дана технологія вільно доступна на ринку

За результатами можна зробити висновок, що технічна реалізація проекту цілком можлива.

4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

У даному розділі було проведено аналіз продуктів компаній конкурентів та виявлено їхні сильні та слабкі сторони.

4.3.1 Machining Navi – by Okuma

Це набір функцій (програмне та апаратне забезпечення), які оптимізують умови різання на верстаті ЧПУ під час обробки (рис. 4.1). Він складається з двох незалежних модулів. Модуль M-g (наведення) проводить постійний аналіз зафіксованих коливань. У разі виникнення недоліку - появи коливань, що збуджуються, він інформує оператора і пропонує конкретні зміни швидкості руху шпинделя. Модуль M-i (розвідка) працює незалежно, без нагляду з боку оператора.

При вимірюванні використовуються акустика. Датчик мікрофона встановлений на корпусі машини, а вимірювальний сигнал надходить безпосередньо на контролер ЧПУ через інтерфейс USB на панелі оператора. Діапазон частот - від 0 до 10 кГц. Аналіз набутого сигналу проводиться на постійній основі, відслідковується його амплітуда та частота.

Він виявляє раптові збільшення потужності звуку (діапазонів) та їх кількості в діапазоні, що контролюється. Оператор визначає кількість ріжучих країв використовуваного інструменту, але не тип обробки, тип інструменту або геометрію ріжучої кромки.

Результати вимірювань представлені на дисплеї монітора контролера (HMI) у вигляді графіка. За словами виробника, отримані зміни швидкості шпинделя не великі - крок настройки знаходиться в межах $0,5 \div 2\%$ від номінальної швидкості. Найкращі ефекти спостерігаються для чистової обробки.

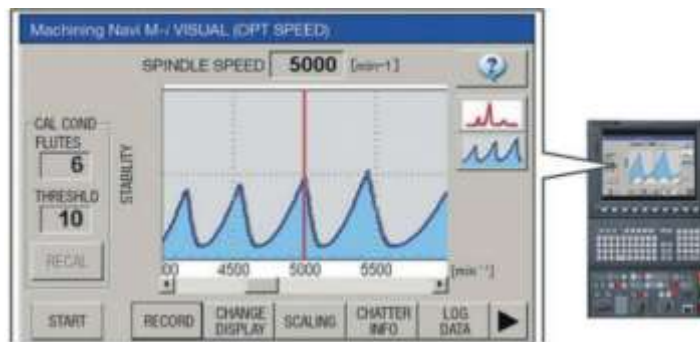


Рис.4.1 - Приклад вимірювання вібрації шпинделя від Okuma

4.3.2 Система VCM (Монітор контролю вібрації) - від Omative

Система заснована на вимірюванні вібрації, що передається компонентами верстата. Шлях вимірювання складається з датчиків, панелі отримання та панелі операторів для конфігурації системи та подання результатів обчислень (рис. 4.2). Датчики (ІМП), оснащені п'єзоелектричною інтегральною схемою з підсилювачем навантаження та джерелом струму (інтегральний електронний п'єзоелектрик), що працюють як акселерометри, є джерелом вимірювальних сигналів.

Одночасно можна переглядати до трьох моніторів. Кожен з входів оснащений фільтром низького пропускання (<10 кГц) з характеристиками (не менше 80 дБ). Швидкість відбору проб є постійною і становить 20 480 проб в секунду. Для підвищення чутливості вимірювання на входах є індивідуальні підсилювачі з регульованим коефіцієнтом посилення ($1 \div 16$). Контролер обладнаний чотирма програмованими цифровими виходами, які є твердо тільним для підключення входів PLC до контролера машини. Час відгуку на виявлення зіткнення менше 1 мс.

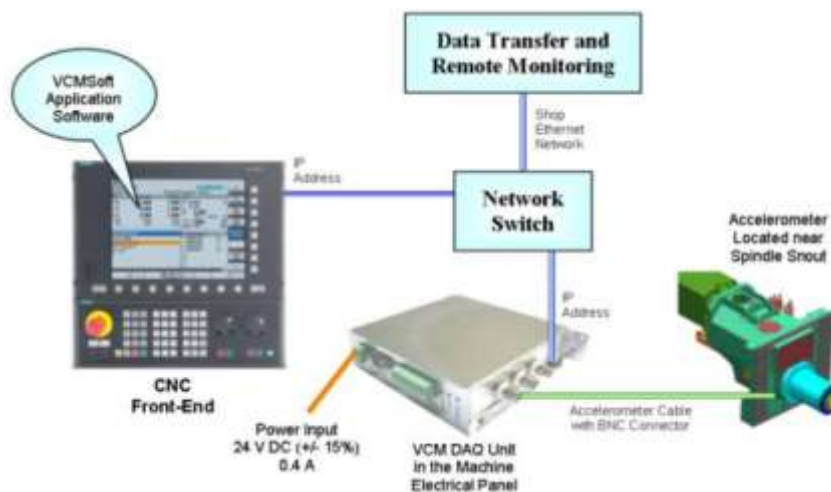


Рис.4.2 - Структура системи спостереження VCM від Omatic

4.3.3 Система Promos 2 Prometec

Система дозволяє виявити зіткнення та перевантаження через зміни умов різання, катастрофічне притуплення леза, поломку інструменту, контакт інструменту та кінцеву обробку, а також контроль процесу різання (у тому числі під час чорнової обробки), а також визначати сили різання.

Застосовуються п'єзoeлектричні датчики сили, датчики електричної потужності, що встановлюються на верстат датчики акустичної емісії (встановлені на корпусі машини і вимірюються теплоносієм), датчики вимірювання вібрації та відстані.

Центральний модуль, оснащений процесором сигналу DSP (рис. 4.3), обробляє сигнали вимірювання в реальному часі, контролює фіксовані межі та динамічні межі, аналізує тенденції та виконує дискретні перетворення. Можлива обробка до чотирьох незалежних сигналів одночасно. У аварійному стані надсилається сигнал зупинки для всіх приводів верстатів.

Час відповіді на обробку вхідного виходу (IPO) - від 10 до 15 мс.

Виробник заявляє, що чутливість системи настільки велика, що вона здатна контролювати процес свердління діаметром хв. 0,05 мм у алюмінії.

Також доступний варіант адаптивного управління (ACfeed), який дозволяє активно втручатися у фіксовану швидкість подачі, щоб максимально підвищити ефективність обробки, скорочуючи при цьому час циклу та підтримуючи або продовжуючи термін служби інструменту. Система може працювати з контролерами NC Siemens, Indramat (Bosch Rexroth) і Fanuc.



Рис.4.3 - Система контролера використана Promos 2 від Prometec

4.3.4 Система Toolinspect II MCU

Це автоматизована система контролю з можливістю самостійного навчання та відтворення інтелектуальних стратегій управління інструментом (рис. 4.4). Вона містить велику кількість контрольованих інструментів, виявлення пошкоджень інструменту або катастрофічне притуплення, моніторинг зносу інструменту, підтримка адаптивних стратегій управління подачею, додаткове MDA та зберігає дані на захищених зовнішніх носіях (наприклад, карт пам'яті CF).

Система оснащений чотирма незалежними вимірювальними каналами, що дозволяють одночасно проаналізувати три значення або сили крутного моменту на кожному каналі та можливість спостерігати та аналізувати слід. Досяжна швидкість циклу сканування вимірюваних змінних не перевищує 5 мс (200 Гц). Є можливість також контролювати аналогові сигнали в популярних галузевих стандартах. Вимірювання виконується п'єзоелектричним датчиком. Максимальна кількість цифрових сигналів - 32.



Рис. 4.4 - Система контролю вібрації Toolinspect II MCU

4.3.5 Система Qass IM Optimizer 4D Toses

Використання нового методу HFIM (високочастотного імпульсного вимірювання) дозволяє виявити структурні зміни матеріалу під час обробки. Діапазон частот - $100 \div 1500$ кГц. Вимірювання проводиться в режимі реального часу шляхом порівняння поточного сигналу з зареєстрованим стандартом у межах допуску (рис. 4.5). Якщо виявлені характерні імпульси, визначається їх причина. Високочастотний відбір проб, аналіз спектру та графічна інтерпретація дозволяють виявити всі явища, що виникають під час механічної обробки. Цей пристрій корисний для токарної, фрезерної та шліфувальної роботи.



Рис.4.5 - Система контролю вібрації Qass IM Optimizer 4D by Toses

4.3.6 Система MZ84 Mozys

Дана система збору даних (рис. 4.6), розроблена для вимірювання вібрації, обладнана чотирма основними траєкторіями вимірювання (максимальна частота дискретизації 100 кГц) та вісьмома додатковими (10 кГц). Висока роздільна здатність обробки (24 біта) та окремі фільтри, що запобігають згладжуванню, дозволяють точно відстежувати всі явища. Можлива інтеграція ІЕРЕ п'єзоелектричних датчиків (інтегрована електроніка п'єзоелектриків). Внутрішня пам'ять пристрою дозволяє вручну вводити будь-яку стратегію обробки даних відповідно до розробленого алгоритму. Жоден зовнішній комп'ютер не потрібен.

Система готова до використання та може бути повністю автоматизована.



Рис.4.6 - Система контролю вібрації MZ84 від Mozys

Визначивши ринкові можливості, їх можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, що дозволить спланувати напрямки розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Аналіз попиту показав, що на ринку уже є подібна технологія, та вартість її і спосіб реалізації вимагають покращень. За результатами аналізу можна зробити висновок, щодо можливості роботи на ринку з огляду на можливість відсутності серйозних конкурентів. Також слід відзначити зростаючу динаміку ринку, так як в розвинених країнах відбувається старіння населення. Обмеженням для входу на ринок є наявність специфічних вимог до стандартизації та сертифікації медичних виробів.

Визначення потенційних груп клієнтів, їх характеристики, та формування орієнтовного переліку вимог до товару для кожної групи (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба що формує ринок	Цільова аудиторія (сегменти ринку)	Вимоги споживачів до товару
Клієнти зосереджуються на високій якості продукції, точності виготовлення, низькій вартості виготовлення, швидкості виробництва та різноманітності пропозицій. Точність роботи, ефективність, мінімальний вплив на	Приватні та державні металообробні підприємства	1) Простота використання 2) Простота впровадження у технологічний процес 3) Надійність

навколишнє середовище та надійність - це характеристики, які описують якість сучасних верстатів		
---	--	--

Після визначення потенційних груп клієнтів проведено аналіз ринкового середовища: складено таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (таблиці 4.4-4.5). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення значущості.

Таблиця 4.4 – Фактори загроз

Фактор	Загрози	Можлива реакція компанії
Вартість	Впровадження технології може потребувати збільшення вартості виробництва	Пошук способів зниження вартості продукту або відмова від використання
Обчислювана потужність обладнання	Даний продукт вимагає високих обчислювальних потужностей для оброблення результату	Зменшення кількості потенційних клієнтів, що призведе до відмови від використання або потреби у оптимізації продукту
Точність вимірювального обладнання	Продукт вимагає використання вимірювального обладнання високої точності із високою частотою отримання	Підвищення вартості продукту або відмова від використання, якщо це не є можливим.

	даних	
--	-------	--

Таблиця 4.5 – Фактори можливостей

Фактор	Можливості	Реакція компанії
Забезпечення високої якості продукції	Забезпечення сталості процесу оброблення за рахунок аналізу стану системи.	Перехід на використання системи моніторингу процесу різання
Підвищення точності виготовлення деталі	Коректування процесу оброблення безпосередньо у режимі реального часу на основі отриманих показників системи.	Перехід на використання системи моніторингу процесу різання
Збільшення швидкості виробництва	Розрахунок та забезпечення ефективних режимів різання.	Перехід на використання системи моніторингу процесу різання
Зниження вартості виготовлення	Зменшення основного часу оброблення, збільшення періоду стійкості інструменту.	Перехід на використання системи моніторингу процесу різання

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (таблиці 4.6).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення.

Таблиця 4.6 – SWOT-аналіз стартап-проекту

<p>Сильні сторони:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Ефективність виявлення несприятливих явищ що виникають у процесі оброблення 2. Активний вплив установки на параметри різання 3. Можливість удосконалювання алгоритмів засобів стабілізації процесу 4. Не впливає на жорсткість та потужність верстату, та не обмежує режими різання, розмір заготовки та інструменту. 	<p>Слабкі сторони:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Неможливість встановлення на певних типах верстатів 2. Наявність великої кількості конкуруючої продукції
<p>Можливості:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Можливість збільшення обсягів продаж за рахунок заключення спеціальних контрактів; 2. Отримання фінансування від зацікавлених концернів. 	<p>Загрози:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Конкуренція на ринку; 2. Ненадійність продукту; 3. Обмеження кола потенційних покупців виходячи із обчислювальних потужностей верстатів

4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів.

Так як цільова аудиторія лише одна, хірургічні відділення лікарень, то стратегія охоплення ринку – стратегія концентрованого маркетингу, так як компанія зосереджується на одному сегменті.

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформулювати базову стратегію розвитку (таблиці 4.7).

Таблиця 4.7 – Визначення базової стратегії розвитку

Обрана альтернатива	Стратегія охоплення	Ключові конкурентоспроможні	Базова стратегія
---------------------	---------------------	-----------------------------	------------------

розвитку проекту	ринку	позиції	розвитку
Збільшення ринку попиту	Масовий маркетинг	Можливість досягнення ефекту масштабу за рахунок маркетингового дослідження цільової аудиторії потенційних клієнтів	Стратегія лідерства по охопленню
Розвиток особистого бренду продукції	Масовий маркетинг	Акцент на відмінності якостей товарів, агресивне порівняння із товарами конкурентів	Стратегія лідерства по відомості

На основі таблиці 4.7 обрана базова стратегія розвитку - стратегія спеціалізації. Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (таблиця 4.8.)

Таблиця 4.8 - Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

Чи є проект «першопроходцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента?	Стратегія конкурентної поведінки
Ні	Так	Ні	Стратегія лідера
Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера
Ні	Ні	Так	Стратегія наслідування лідеру
Так	Ні	Ні	Стратегія заняття конкурентної ніші

На основі таблиці 4.8 стратегія конкурентної поведінки - стратегія виклику лідера.

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту, а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку розробляється стратегія позиціонування (таблиця 4.9), що полягає у формуванні ринкової позиції, за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельний проект.

Таблиця 4.9 - Визначення стратегії позиціонування

Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту
Забезпечення високої якості продукції, точність виготовлення, низька вартість, збільшення швидкості виробництва	Стратегія спеціалізації	Унікальна можливість оснащення різними типами датчиків, в залежності від результату який хоче отримати покупець.	Унікальність, якість, надійність, зменшення вартості.

4.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару. Він говорить нам про те, що ключовою перевагою нашого продукту є унікальність можливості модульності, яка задовольнить потребу різних типів виробництв у забезпеченні різних класів точності.

Надалі розроблено трирівнева маркетингову модель товару: уточняється ідея продукту/послуги, його фізичні складові, особливості процесу його надання (таблиця 4.10).

Таблиця 4.10 - Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові
I. Товар за задумом	Системи автоматичного контролю вібрації у верстатах
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики: система датчиків та управляюча програма оброблення сигналів.
	Якість: стандарти і сертифікація металообробного обладнання.
III. Товар із підкріпленням	Тренінги з користування, якісний пост-продажний сервіс
За рахунок чого потенційний товар буде захищено від копіювання: Патент.	

Визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар є недоцільним, оскільки остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту, наявність повної інформації та готового технічного рішення для виготовлення.

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якої приймається рішення (таблиця 4.11):

- збут буде проводитись власними силами, тобто буде реалізовано власну систему збуту;

- оптимальна глибина каналу збуту: канал збуту нульового рівня (виробник сам продає товар кінцевому споживачеві).

Таблиця 4.11 - Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Характерно для галузей медицини дрібними серіями зі дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів.	Просування на ринок подібного продукту в рамках даної системи збуту не вимагає будь-якої широкої реклами.	Канал нульового рівня	Канал складається з виробника, який продає свій товар безпосередньо споживачам (через відділ збуту, збутові філії, мережу фірмових магазинів, посылкову торгівлю тощо)

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (таблиця 4.12).

Таблиця 4.12 - Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
Закупівля	Включають в	Конкурентне	Отримати	Головними

малими частинами при виникненні потреби у продукті на виробництві	себе пряму поштову розсилку, замовлення по друкованим каталогам і продаж в он-лайн.	позиціонування, яке базується на демонстрації переваг товарів підприємства над товарами конкурентів.	можливість у кілька разів збільшити обсяг продажу своїх товарів	елементами структури реклами є тема реклами і девіз рекламної кампанії.
---	---	--	---	---

4.6 Висновки розділу

У ході розробки стартап-проекту було проаналізовано можливості ринкової комерціалізації проекту. За результатами аналізу було виявлено, що технологічна реалізація проекту можлива, визначені його сильні та слабкі сторони, напрямки впровадження, вигоди для користувача.

Даний ринок є привабливим для входження через актуальність технології. З огляду на потенційні групи клієнтів, суттєвих бар'єрів входу на ринок не виявлено, через затребуваність технології, оскільки аналоги маю досить високу вартість.

Даний проект можна вважати перспективним для впровадження та є доцільною подальша його імплементація.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Лисенко О.В. Исследование влияния конструктивных параметров на изменение углов в опорах СПК. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, 2011, випуск 24. – 136 с.
2. Фадин Д.М., Шуваев А.В. Расчет вибрацийрежущейкромки инструмента при токарнойобработке с автоколебаниями жаропрочных сплавов. УДК 621.91.01. – 58 с.
3. Каіров О.С. САПР технологічних процесів. – Миколаїв: НУК, 2007. – 150 с.
4. Сикора Е.А. Оптимизация процессов обработки резанием с применением вычислительных машин. М.: Машиностроение, 1983. – 226 с.
5. Системы автоматизированного проектирования технологических процессов, приспособлений и режущих инструментов / Под ред. С.Н. Корчака. М.: Машиностроение, 1988. – 352 с.
6. Каиров А.С., Латанская Л.А. Математическое моделирование оптимальных режимов резания при токарной обработке конструкционных сталей. - 2009. - Т. 111, Вип. 98. – 188 с.
7. Рыжкин Моделирование динамической связи, формируемой процессом точения, в задачах динамики процесса резания (позиционная связь) / В.Л. Заковоротный, та ін. Вестник ДГТУ.2011.Т.11,№3(54) – 122 с.
8. Моделирование динамической системы токарного станка с чпу и оценка ее запаса устойчивости при изменении режима резания / А. А. Игнатьев, та ін., УДК 681.5 – 172 с.
9. Лагутін В.М., Зелінський В.Ц., Бурикін О.Б. Вібрування електричних машин та трансформаторів в електроенергетичних системах. Навчальний посібник – Вінниця ВНТУ 2010 – 114 с.

10. ADXL345 Техническое описание и информация о продукте | Аналоговые устройства URL : <https://www.analog.com/ru/products/adxl345.html> (дата звернення: 19.10.2019).
11. ADXL345 accelerometer reader (SPI interface) — URL: <https://github.com/nagimov/adxl345spi> (дата звернення: 19.10.2019).
12. Лінійна інтерполяція numpy.interp — URL: https://pyprog.pro/mathematical_functions/interp.html (дата звернення: 19.10.2019).
13. Median Filter [Электронный ресурс] / R. Fisher [et al.]. — URL: <http://homepages.inf.ed.ac.uk/rbf/HIPR2/median.htm>.
14. Методи визначення жорсткості TC — URL: <https://studfile.net/preview/5398886/page:2/> (дата звернення: 19.10.2019).
15. Меренков Ю. Н. Математическое моделирование и качественный анализ математических моделей динамических систем. Тверь – 2003 – 192 с.
16. Ма Вэйдун Разработка методики выбора рациональных параметров процесса шлифования на основе учета динамических характеристик деформируемой технологической системы. ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», 2018.- 155 с.
17. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням. Київ: УкрНДІАТ, 2003.- 383 с.
18. Метод Рунге — Кутты URL: <http://catcut.net/3P0F> (дата звернення: 19.10.2019).
19. М.В. Матрохин, асп., Статический способ определения жесткости станков. Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. Вып. 12 Ч.2.- 183 с.

- 20.Ступницький В. Новіцький Я. Математичне моделювання автоколивань різального інструмента і їхній вплив на інженерію поверхні. Машинознавство. - 2013. - № 1-2. - 19-22 с.
- 21.Петраков Ю.В. Методичні вказівки до інтерактивних робіт з курсу Управління процесами різання. Електронне видання URL: <http://tm-mm.kpi.ua/uk/component/content/category/13-navchalni-dystsypliny.html>
- 22.Грицай І.Є. Метод оцінки динамічної характеристики металорізального верстата обладнання // Вісн. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2002. – № 467.
- 23.Каминская В.В. Исследование динамики тяжелых карусельных станков // Станки и инструмент. – 1984. – № 12.
- 24.Методы автоматизированного исследования вибраций машин: Справочник / А.С. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
- 25.Pogribny W., Rozhankivsky I., Hren Y. Adaptive Local-Stationarity Research Algorithm Based on the Moving Windows // Proceedings of International Conference on Modern Problems of Telecommunications, Computer Science and Engineers Training, Lviv-Slavskop. – 2000. – 104 – 105 с.
26. Погрібний В.О., Рожанківський І.В., Грень Я.В. Використання різницевих підходів для діагностики дефектів енергетичного обладнання // Вісн. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”. – 1999. – № 371. – 127–132 с.
- 27.Jemielniak K. „Obróbka skrawaniem”. Wyd. III. Warszawa: OWPW, 2012. – 17 с.
- 28.Galewski M., Kaliński K. „Nadzorowanie drgań przy frezowaniu szybkościowym smukłymi narzędziami ze zmienną prędkością obrotową”. Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2009. – 21 с.

- 29.. Tomkow J. „Wibrostanbilność obrabiarek. Komputerowe wspomaganie obliczeń i badań doświadczalnych”. Warszawa: WNT, 1997.
- 30.Usha Nair, Bindu M. Krishna, Namboothiri V.N.N., Nampoori V.P.N.
“Permutation entropy based real-time chatter detection using audio signal in turning process”. Int. J. Adv. Manuf. Technol. 46 (2010): 61–68 c.
- 31.Лагутін В.М. Випробування електричних машин і трансформаторів в електроенергетичних системах. URL:
https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/feeem/4lagutin_vyprobu_v_elektrmashin_transformatoriv/p17.htm
- 32.Капустин Н.М. Разработка технологических процессов обработки деталей на станках с помощью ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1980. – 256 с.